

فهرست مندرجات

پیش گفتار

بخش اول : مقدمه ای بر پمپاژ و انواع پمپ ها

بخش دوم: تئوری عملکرد پمپهای گریز از مرکز

بخش سوم: دسته بندی پمپهای گریز از مرکز

بخش چهارم: پروانه ها (Impellers)

بخش پنجم: سرعت مخصوص و کاربری های آن

بخش ششم: تأثیر خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ بر عملکرد پمپهای گریز از مرکز

بخش هفتم: کاویتاسیون *Cavitation*

پیش گفتار:

همانطوری که قلب به عنوان حیاتی ترین پمپ وظیفه انتقال خون به اجزاء مختلف بدن جانداران رابعده دارد، انتقال مایعات در واحدهای صنعتی بعده پمپ‌های باشد. در اکثر کتابها و مقالاتی که در زمینه پمپ‌تألیف شده اند از پمپ به عنوان یکی از اسب‌های بارکش (Workhorses) و یا به عنوان قلب (Heart) واحدهای صنعتی نامبرده می‌شود. مقدمه فوق خود گویای اهمیت بالای پمپها در کارخانجات، زندگی اجتماعی و حیات بشر می‌باشد.

پمپ به ماشین‌هایی اطلاق می‌شود که از آن برای جابجائی سیالات تراکم ناپذیر (*Incompressible Fluids*) نظیر مایعات استفاده می‌شود. برای این منظور در پمپها، انرژی جنبشی که از منابع دیگری نظیر الکتروموتورها، ماشین‌های احتراق داخلی، توربین‌ها و... تأمین گردیده است، به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود.

بنابراین در بیانی کاملتر، می‌توان پمپ را ماشینی دانست که موجب افزایش انرژی پتانسیل (فشار) مایعات گردیده تا مایع بتواند بر از دست رفت‌های انرژی در سیستم نظیر اصطکاک فائق آمده، به نقاط مرتفعتر و یا مخازنی با فشار بیشتر منتقل گردیده و یا کار مکانیکی انجام دهد.

امروزه بعد از الکتروموتورها، پمپها پر مصرف‌ترین ماشین در صنایع بوده و لذا انتخاب صحیح آن نقش بسزائی در عملکرد واحدهای صنعتی و کشاورزی دارد. به عنوان مثال در بعضی از پالایشگاهها و صنایع پتروشیمی، بیش از ۵۰۰۰ پمپ از انواع مختلف، وظیفه جابجائی و انتقال صدها نوع ماده شیمیائی را از انواع مواد اولیه، مواد میانه ای و محصولات نهائی به عهده دارند.

بدیهی است انتخاب صحیح، نصب مناسب و نگهداری مطلوب می‌تواند در افزایش سود دهی و کاهش هزینه‌های واحدهای مربوطه سهم بسزائی داشته باشد. به عنوان مثال در بعضی از واحدهای فرآیند شیمیائی (Chemical Process Industries) ۲۰٪ قیمت اولیه، ۸۰٪ توان مصرفی و ۴۰٪ هزینه‌های تعمیراتی به پمپها مربوط می‌شود. هزینه‌های سالیانه نگهداری و تعمیرات پمپها در صنایع شیمیائی که در آن پمپ به عنوان یک ماشین اصلی مورد استفاده قرار می‌گیرد، حدود ۵۰٪ قیمت خرید آن می‌باشد.

طبق گزارش مجله مهندسی شیمی (Chemical Engineering) یکی از دلایل اصلی این امر فقدان قابلیت تعویض در میان پمپ‌های گریز از مرکز است. پائین بودن کار آئی (Performance) پمپ خریداری شده نه تنها موجب افزایش مشکلات تعمیر و نگهداری آن می‌گردد بلکه می‌تواند باعث بالارفتن مصرف انرژی، افزایش مصرف قطعات و سایر مشکلات فنی شود. تعمیرات پمپ خود یک تخصص و حرفه با ارزش بوده و تا زمانی که بشر ناچار باشد مایعات را در صنایع جابجا نماید، نقش وجودی خود را حفظ خواهد کرد.

برهمین مبنا در این مجموعه سعی گردیده است با ارائه اطلاعات و تجربیات مورد نیاز به افرادی که با این ماشین در تماس شغلی و حرفه ای قرار دارند اهمیت موضوع روشن تر گردیده و از سوی دیگر با انتخاب پمپ مناسب و بهره‌برداری صحیح و منطقی از آن، چه در هزینه‌های اولیه و چه در هزینه‌های جاری (مصرف انرژی، هزینه‌های تعمیر و نگهداری، هزینه توقف خط تولید) حداکثر صرفه جویی به عمل آید.

مشکل اصلی که در اکثر صنایع به چشم می‌خورد، ساده نگری به این ماشین پرارزش و حیاتی می‌باشد. در غالب اوقات پمپها بر مبنای یک سری فرضیات و محاسبات غیر معقول انتخاب و خریداری می‌شوند و از آنجائی که کمتر عوارض آن مورد بررسی و پیگیری علمی و اقتصادی قرار می‌گیرد، هزینه‌های غیر منطقی آن خود را در لابلای سایر هزینه‌های خط تولید پنهان می‌ساخته و این در حالی است که اگر اجزاء این فرآیند (انتخاب، نصب، بهره‌برداری، کنترل، تعمیر و نگهداری) به‌طور اصولی مورد توجه قرار می‌گرفت، دقیقاً مشخص می‌شود که تا چه حد می‌توان در هزینه‌های بهره‌برداری، تعمیر و نگهداری و هزینه‌های ناشی از توقف غیر عادی خط تولید صرفه جویی بعمل آورد.

خوشبختانه نحوه کار و نگهداری پمپها در صنایع گوناگون اختلاف اندکی با یکدیگر دارند و همین امر کمک می‌کند تا بتوان یک مجموعه اطلاعاتی قابل قبول در زمینه پمپها را در یک کتاب، گردآوری نمود.

در تدوین این مجموعه نیز با همین دیدگاه موضوعات ارائه شده مورد بررسی قرار گرفته است. به عنوان مثال بیشتر مشکلات پمپها به انتخاب نامناسب آنها مربوط می‌شود و بدیهی است اگر انتخاب پمپ به‌طور صحیح صورت نگرفته باشد اقدامات اصلاحی بعدی نمی‌توانند در حل مشکلات به وجود آمده در زمان نصب و راه اندازی و یا هنگام بهره‌برداری چندان مؤثر واقع گردند.

امید است با مطالعه این مقدمه و توجه به نکات اصلی آن که محور تدوین این مجموعه را تشکیل می‌دهد مؤلف توانسته باشد نقش مهم و حیاتی این ماشین به‌ظاهر ساده که در اصل یکی از مهمترین ماشین آلات مورد استفاده در واحدهای صنعتی می‌باشد را برای کارشناسان و تکنسین‌های فنی و بهره‌برداری واحدها صنعتی روشن نموده باشد.

با تشکر

احمد کاویانی

مرداد ۱۳۸۴

بخش اول: مقدمه ای بر پمپاژ و انواع پمپها

۱-۱: هدف از به کارگیری پمپها

پمپ به ماشینی اطلاق می شود که از آن برای جابجائی سیالات تراکم ناپذیر (Incompressible Fluids) نظیر مایعات استفاده می شود و پمپاژ (Pumping) عبارت است از افزایش انرژی پتانسیل (فشار) مایعات جهت انتقال آن از نقطه ای به نقطه دیگر، افزایش فشار مایعات در فرآیند پمپاژ، می تواند به دلایل زیر باشد:

- الف: غلبه بر اصطکاک موجود در سیستم (شبکه های آب رسانی شهری).
- ب: غلبه بر مقاومت (فشار) موجود در مقابل جریان مایع (پمپ تغذیه دیگ بخار).
- ج: ذخیره سازی مایعات در سطح انرژی پتانسیل (ارتفاع یا فشار) بالاتر (منابع هوایی آب).
- د: انجام کار مکانیکی (سیستم های هیدرولیک).

۱-۲: دسته بندی پمپها

پمپها برحسب مکانیسم عملکرد آن به دو دسته تقسیم می شوند:

الف: پمپهای جابجائی مثبت Positive Displacement Pumps

در پمپهای جابجائی مثبت، مقدار معینی از مایع در لای دو قطعه گیر انداخته شده و سپس با جابجائی قطعه (یا قطعات) متحرک پمپ، مایع مورد پمپاژ تحت فشار خروجی از پمپ به خارج رانده می شود. در این پمپها، لقی (Clearance) بین قطعات متحرک (Pumping Elements) و پوسته (Casing) بسیار ناچیز بوده و لذا جابجائی مایع در جهت رو به جلو صورت می پذیرد. پمپهای جابجائی مثبت خودبه خود دسته تقسیم می شوند:

الف: تناوبی Reciprocating

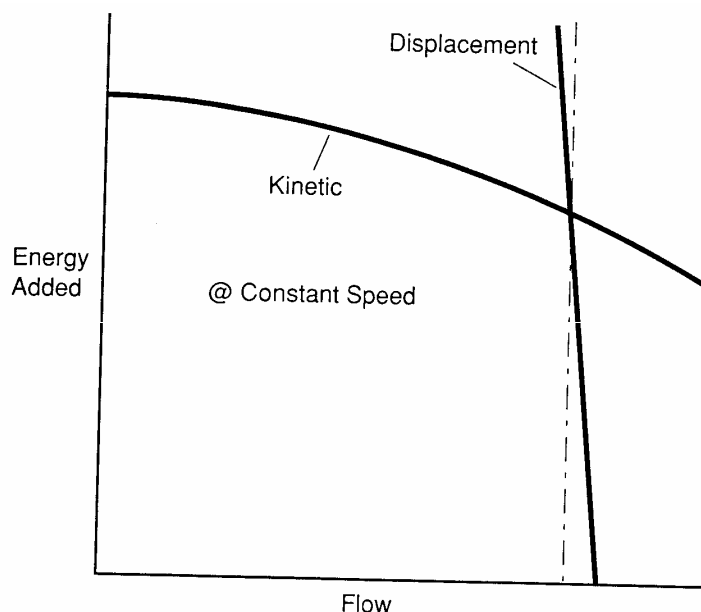
ب: دورانی Rotary

به کارگیری پمپهای جابجائی مثبت جنبه عمومی نداشته و فقط در شرایط ویژه ای مورد استفاده قرار می گیرند. به عنوان مثال در مواقعی که فشار خروجی بالا مورد نظر بوده و یا اینکه مایع مورد جابجائی دارای ویسکوزیته زیاد باشد، ترجیح داده می شود که از پمپهای دورانی استفاده شود. از سوی دیگر به علت حساسیت شدید دبی جریان در پمپهای گریز از مرکز به ارتفاع کلی موجود در سیستم، در مواردی که ثبات نسبی دبی در سیستم مورد نظر باشد، به علت تغییرات اندک دبی جریان در پمپهای جابجائی مثبت و عدم وابستگی نسبی آن به فشار سیستم، ترجیحاً باید از پمپهای جابجائی مثبت استفاده شود.

ب: پمپهای گریز از مرکز Centrifugal Pumps

به علت ویژگی های مطلوب پمپهای گریز از مرکز، امروزه بیش از ۶۰٪ پمپهای مورد استفاده در دنیا از نوع گریز از مرکز می باشند. پمپهای گریز از مرکز جزء ماشین های جنبشی (Kinetic) بوده، چرا که در اثر حرکت دورانی پروانه (Impeller) انرژی جنبشی (سرعت) مایع

به طور عمده و انرژی پتانسیل (فشار) آن به طور جزئی افزایش یافته، آنگاه بخش اعظمی از انرژی جنبشی اعمال شده در یک مجرای گشاد شونده به نام حلزونی (Volute) به انرژی پتانسیل تبدیل می شود. از آنجائی که انرژی داده شده به مایع به سرعت آن بستگی دارد، لذا افزایش انرژی پتانسیل مایع، با دبی آن تغییر می کند. بر همین اساس، عملکرد پمپها با منحنی مشخصه آن Pump (Characteristic Curve) که معرف تغییرات دبی در مقابل مقاومت موجود در سیستم فشار یا ارتفاع (Head) می باشد، نشان داده می شود (شکل ۱-۱).



شکل (۱-۱): منحنی مشخصه انواع پمپها

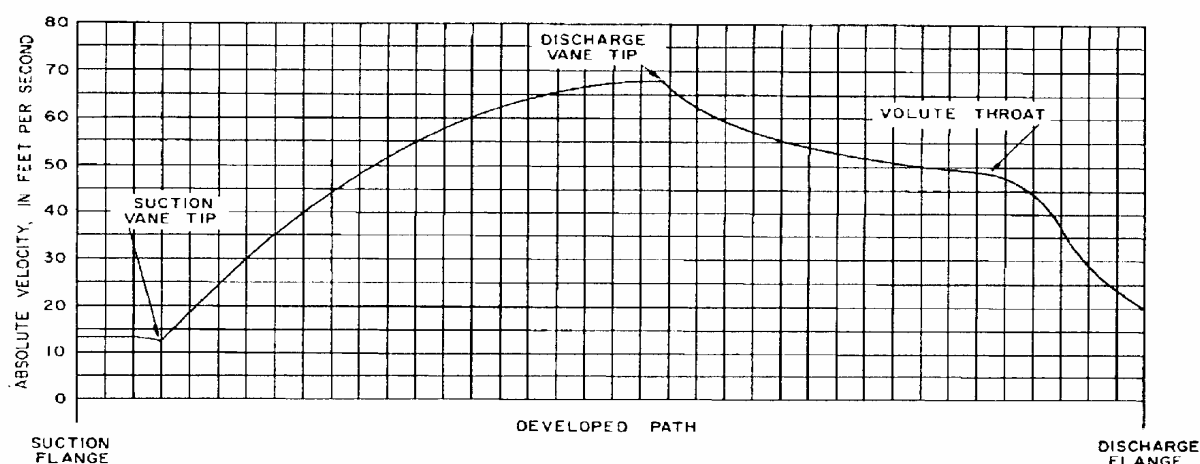
همانطوری که از شکل فوق پیداست، دبی پمپهای گریز از مرکز در مقابل تغییرات مقاومت موجود در سیستم شدت تغییر نموده و بر همین اساس می توان ظرفیت آن را با تغییر مقاومت در سیستم کنترل کرد. حال آنکه دبی (ظرفیت) پمپهای جابجائی مثبت تقریباً ثابت بوده و هر چند که ظرفیت آن را نمی توان با تغییر مقاومت در سیستم تغییر داد، ولی در عوض ویژگی فوق اجازه می دهد تا در مواردی که لازم باشد، سیستم پمپاژ با ظرفیت تقریباً ثابت کار کرده و با تغییر شرایط موجود در سیستم، دبی پمپ تغییر چندانی نکند، پمپهای جابجائی مثبت (به ویژه پمپهای دیافراگمی) انتخاب مناسبی می باشند.

پمپهای گریز از مرکز را می توان از نظر مکانیکی ماشینی ساده و از نظر هیدرولیکی ماشین پیچیده ای دانست که از قسمتهائی نظیر پروانه (Impeller) که در داخل پوسته یا پیچک (Volute یا Casing) می چرخد، سیستم آب بند کننده (Sealing System)، یاطاقانها (Bearings) و شافت (Shaft) تشکیل شده است.

گشتاور داده شده به شافت از طریق تیغه های (Vaness) پروانه به مایع مورد پمپاژ منتقل شده و باعث افزایش سرعت مایع می گردد. ولی از آنجائی که هدف از به کارگیری پمپها، افزایش فشار

مایعات است و نه سرعت آن، بنابراین لازم است که حتی الامکان، انرژی جنبشی (سرعت) به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل شود. این امر در یک مجرای گشاد شونده به نام حلزونی (Volute) صورت می‌پذیرد. در شکل (۱-۲) تغییرات سرعت مطلق مایع در مسیر جریان از درون پوسته پمپ (از دهانه مکش تا دهانه خروجی) نشان داده شده است.

مایع مورد پمپاژ با سرعت کم و تحت تأثیر فشار مکش (عموماً فشار جو) وارد پروانه شده و با چرخش پروانه، شتاب، سرعت و تا حدودی فشار آن افزایش می‌یابد، به نحوی که در قسمت لبه تیغه‌ها (Vanes Tip) سرعت آن به حد اکثر خود رسیده و بعد از خروج از پروانه، وارد پوسته شده و به تدریج سرعت آن کاهش و فشار آن افزایش می‌یابد. هرچند که راندمان پمپهای گریزازمرکز از پمپهای جابجائی مثبت کمتر می‌باشد ولی پائین بودن قیمت اولیه آن عیب فوق را می‌پوشاند. در بعضی از پمپهای جابجائی مثبت (به ویژه پمپهای تناوبی) مایع خروجی از پمپ دارای ضربان (Pulse) است، ولی مایع خروجی از پمپهای گریزازمرکز دارای جریان پیوسته و یکنواخت بوده و فاقد ضربان می‌باشد.



شکل (۱-۲): تغییرات سرعت مطلق مایع در پوسته پمپ

در طی ۸۰ سال گذشته دامنه بهره‌برداری از پمپهای گریزازمرکز چه از نظر فشار و چه از لحاظ دبی قابل دسترس، گسترش وسیعی پیدا نموده است. بزرگترین پمپ گریزازمرکز با دبی ۴۱۷۶۰۰ متر مکعب در ساعت با ارتفاع ۳۸۷ متر و توان مصرفی ۴۱۰ مگاوات در Bath County آمریکا در حال بهره‌برداری می‌باشد. در یک ایستگاه فضایی واقع در سیاتل آمریکا از یک پمپ گریزازمرکز با دبی ۳۴۰۰ متر مکعب در ساعت با ارتفاع ۵۶۷۰۰ متر جهت تأمین سوخت مورد استفاده قرار می‌گیرد. این پمپ با سرعت دورانی ۳۷۰۰۰ دور در دقیقه و توان مصرفی ۵۲ مگاوات در حال بهره‌برداری است. هرچند که دامنه به کارگیری پمپهای گریزازمرکز در زمینه ظرفیت بسیار وسیع می‌باشد ولی نامحدود نیست. در یک جمع بندی کلی پمپهای

گریز از مرکز برای دبی زیاد و ارتفاع کم تازید و پمپهای جابجائی مثبت برای دبی کم و ارتفاع (فشار) زیاد مناسب می باشند .

۳-۱ دبی (ظرفیت) Capacity or Flow Rate

بنا بر تعریف مقدار حجمی از مایع که در واحد زمان توسط پمپها جابجا می شود را دبی یا ظرفیت پمپ می نامند. دبی پمپ که عموماً با Q نشان داده می شود، دارای واحدهای مختلفی بوده که عمده ترین آنها عبارت است از متر مکعب در ساعت (m^3/hr)، متر مکعب در ثانیه (m^3/s)، لیتر در ثانیه (l/s) و گالن در دقیقه (GPM). در جدول (۱-۱) تبدیل واحدهای ظرفیت به یکدیگر ارائه شده است.

در جدول (۱-۲) دسته بندی انواع پمپها و در شکل (۱-۳) محدوده به کارگیری آنها نشان داده شده است.

	متر مکعب در ساعت	لیتر در ثانیه	گالن در دقیقه
متر مکعب در ساعت	۱	۰/۲۷۷۸	۴/۴۰۳۳
لیتر در ثانیه	۳۱۶	۱	۰/۰۶۳۱
گالن در دقیقه	۰/۲۲۷۱	۱۵/۸۲	۱

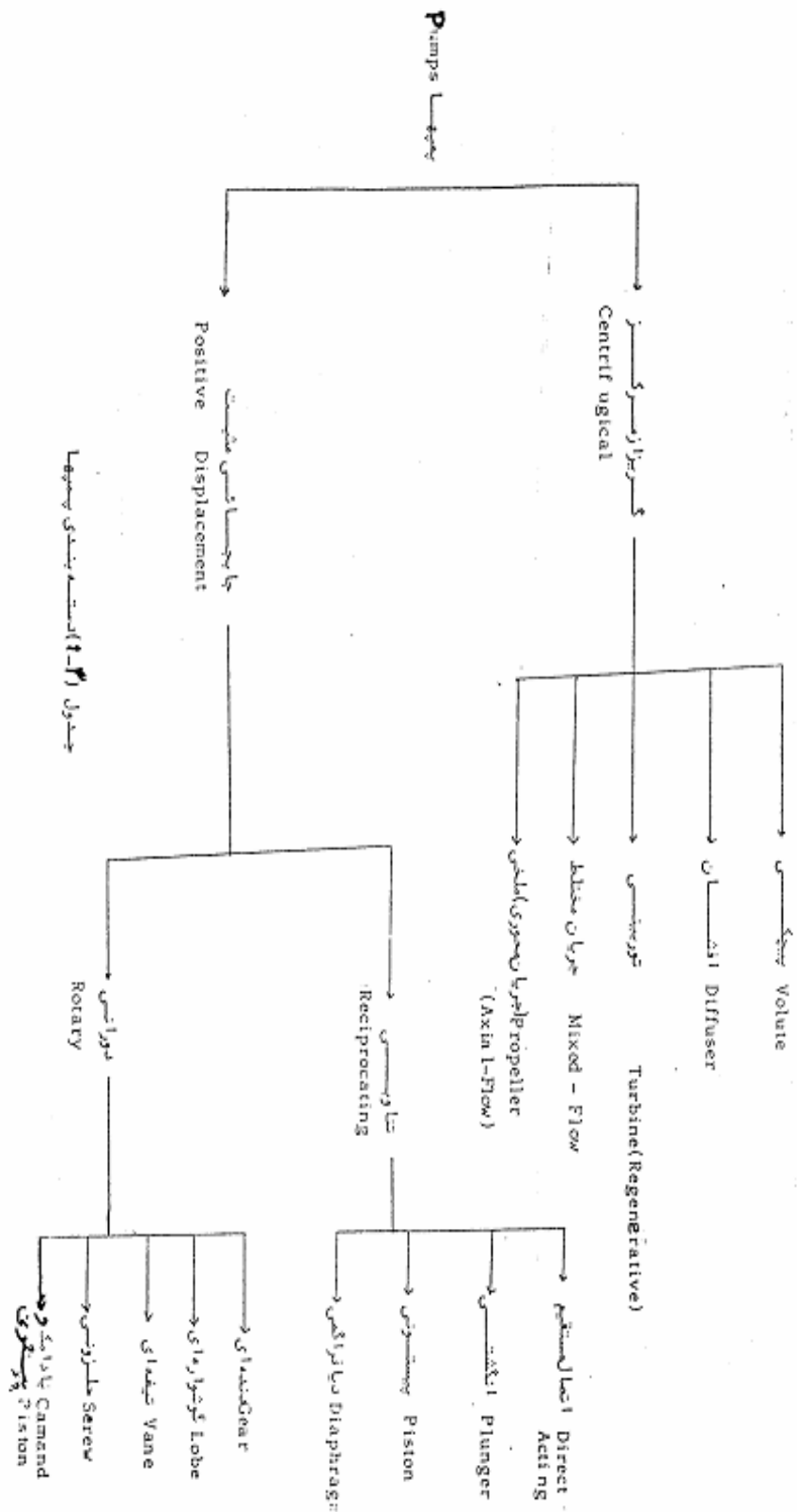
جدول (۱-۱): تبدیل واحدهای مختلف ظرفیت پمپها

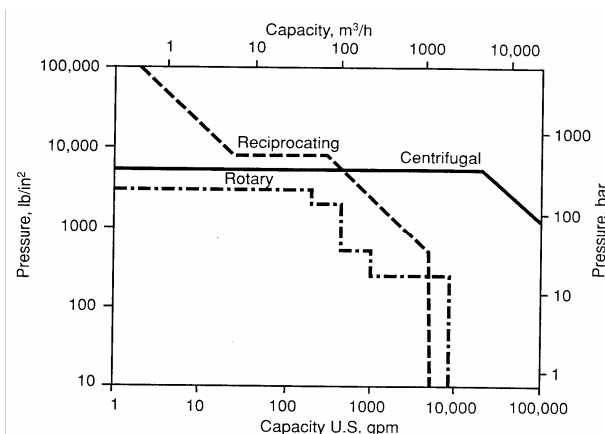
۴-۱: ارتفاع (Head)

سازندگان پمپهای گریز از مرکز همواره علاقمندند که منحنی مشخصه پمپها را طوری تهیه و در اختیار خریداران قرار دهند که به خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ (به ویژه وزن مخصوص) بستگی نداشته باشد. برای این منظور بجای استفاده از فشار، از اصطلاحی به نام ارتفاع (Head) استفاده می شود.

در پمپهای گریز از مرکز، در صورت ثابت بودن قطر و سرعت دورانی پروانه، مقدار انرژی که به واحد وزن مایع داده می شود، مقداری ثابت بوده و مستقل از وزن مخصوص آن می باشد. به همین خاطر، در بیان عملکرد پمپهای گریز از مرکز، منحنی مشخصه آن به صورت منحنی H-Q (دبی - ارتفاع) ارائه می گردد. فرض می شود که ستونی از آب سرد (با وزن مخصوص واحد) ساخته شود. برای اعمال یک بار فشار، ستون فوق باید حدود ۱۰/۲ متر ارتفاع داشته باشد. بدیهی است که اگر وزن مخصوص مایع از آب بیشتر باشد، ارتفاع فوق کاهش می یابد (و برعکس). برای تبدیل فشار به ارتفاع برای مایعی با وزن مخصوص SG می توان از رابطه (۱-۱) استفاده کرد.

$$H \text{ (متر)} = \frac{10.2P \text{ (بار)}}{SG} \quad (1-1)$$





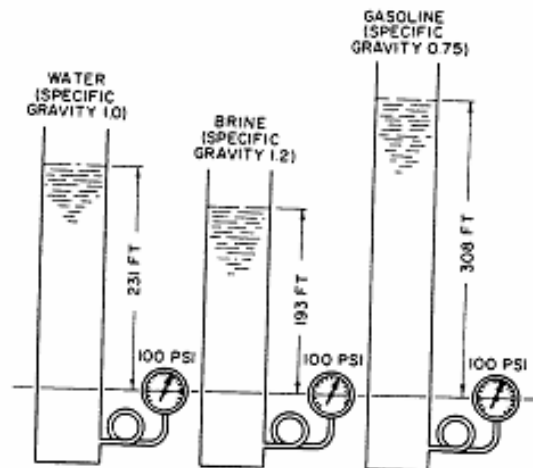
شکل (۳-۱): محدوده به کارگیری انواع پمپها.

لازم به ذکر است که منحنی مشخصه پمپهای گریزازمرکز (منحنی H-Q) عموماً برای آب تهیه می‌شود. هرچند که منحنی فوق به وزن مخصوص مایع مربوط نمی‌باشد ولی با توجه به تأثیر ویسکوزیته بر روی عملکرد دینامیکی پمپهای گریزازمرکز منحنی مشخصه ارائه شده برای مایعاتی با ویسکوزیته بیشتر از ویسکوزیته آب صادق نبوده و فقط در نقطه $Q=0$ (Shut Off Point) که سیستم حالت استاتیکی دارد ارتفاع قابل دسترس برای مایعات مختلف یکسان می‌باشد، ولی در سایر مقادیر دبی، به لحاظ عملکرد دینامیکی پمپ، منحنی مشخصه آن با منحنی مشخصه پمپ در حالت انتقال آب مغایرت داشته و در این صورت کارائی پمپ کاهش یافته که به طور مفصل در بخش‌های بعدی مورد اشاره قرار خواهد گرفت. با توجه به موارد فوق می‌توان نتیجه گرفت:

۱- منحنی مشخصه H-Q هر پمپ گریزاز مرکز با قطر و سرعت دورانی ثابت، برای تمامی مایعات مستقل از وزن مخصوص آن می‌باشد.

۲- در صورت مغایرت ویسکوزیته مایع مورد پمپاژ با ویسکوزیته آب، منحنی مشخصه پمپ دارای شکل نزولی خواهد بود (در $Q \neq 0$ ، به ازاء دبی ثابت، پمپ برای مایعات با ویسکوزیته بیشتر، ارتفاع کمتری را اعمال می‌کند).

فرض می‌شود که پمپی باید فشاری برابر با ۶/۹ بار (۱۰۰ psi) را در قسمت دهش اعمال نماید. اگر سیال مورد پمپاژ آب باشد، ارتفاع خروجی پمپ معادل ۷۰/۴ متر (۲۶۱ فوت) بوده، در صورتی که برای ایجاد فشار فوق توسط آب نمک با وزن مخصوص ۱/۲، ارتفاع ستون به ۵۸/۸ متر (۱۹۳ فوت) کاهش می‌یابد. در عوض همین فشار با ستونی به ارتفاع ۹۶ متر (۳۰۸ فوت) توسط نفت سفید (با وزن مخصوص ۰/۷۵) ایجاد می‌شود. در شکل (۴-۱) تأثیر وزن مخصوص مایع بر روی ارتفاع جهت دست یابی به فشار معین برای آب، آب نمک و نفت سفید نشان داده شده است.



شکل (۱-۴): تأثیر وزن مخصوص بر روی ارتفاع استاتیکی جهت دست یابی به فشار معین.

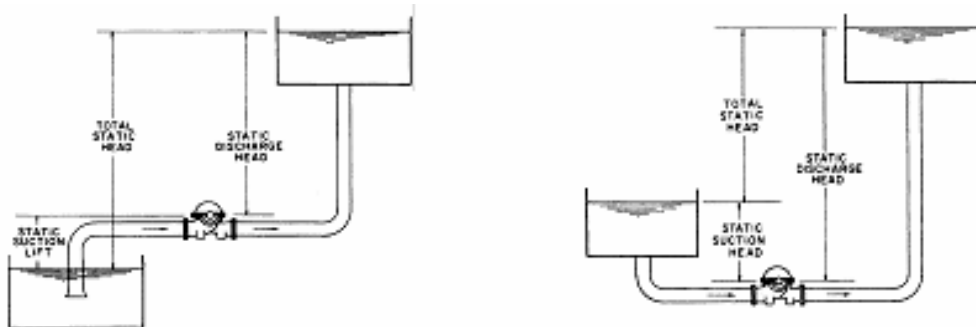
۵-۱: ارتفاع سیستم System Head

ارتفاع کلی هر سیستم شامل اجزاء زیر می باشد:

- ۱- ارتفاع استاتیکی ۲- ارتفاع ناشی از اختلاف فشار بین منبع مکش و دهش ۳- ارتفاع اصطکاکی ۴- از دست رفت ارتفاع ناشی از ورود و خروج مایع به درون لوله ۵- ارتفاع سرعتی

۱-۵-۱: ارتفاع استاتیکی Static Head

ارتفاع استاتیکی، همان اختلاف ارتفاع سطح مایع در دو منبع مکش و دهش سیستم پمپاژ می باشد (شکل ۱-۵).



شکل (۱-۵): ارتفاع استاتیکی

ارتفاع استاتیکی خود از دو بخش تشکیل می گردد، ارتفاع استاتیکی دهش و ارتفاع استاتیکی مکش. در چنین حالتی، دهانه مکش پمپ به عنوان خط مرجع (Reference Line) در نظر گرفته می شود. اگر سطح مایع در منبع مکش پایین تر از پمپ قرار داشته باشد، اصطلاحاً Lift نامیده و اگر بالاتر از پمپ قرار گرفته باشد، اصطلاحاً آن را Head می نامند. ارتفاع استاتیکی برابر است با:

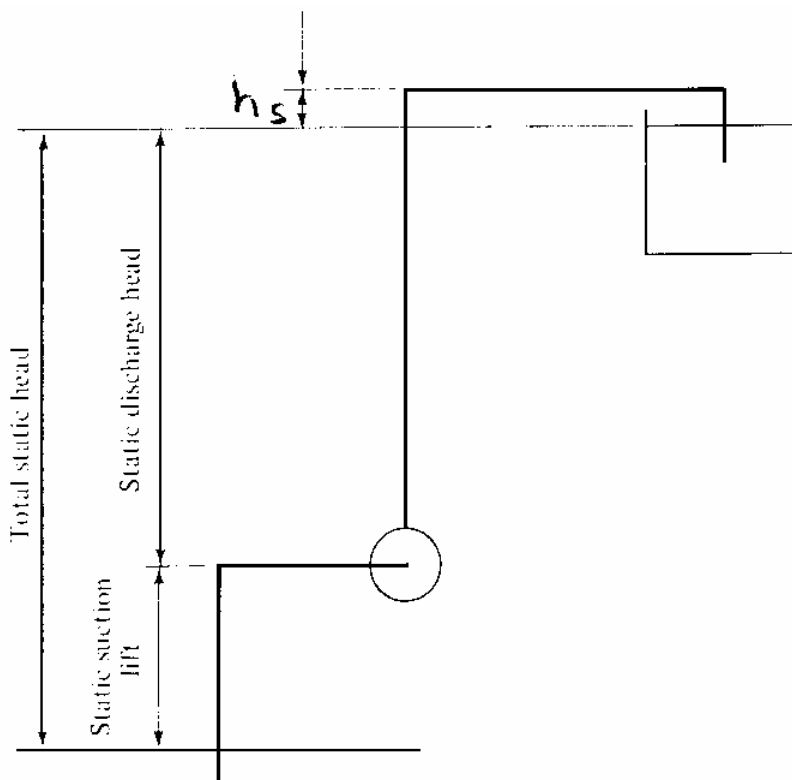
$$H_{st} = H_{sd} \pm H_{ss} \quad (1-2)$$

که در آن: H_{st} = ارتفاع استاتیکی کل

H_{sd} = ارتفاع استاتیکی دهش

ارتفاع استاتیکی مکش H_{ss}

در حالت Lift علامت بین دو بخش مثبت و در حالت Head منفی در نظر گرفته می‌شود. گاهی اوقات سیستم انتقال مایع به صورت شکل (۶-۱) می‌باشد. در مورد نحوه تأثیر گذاری h_s بر روی ارتفاع استاتیکی سیستم دو نظریه مختلف وجود دارد. برخی اعتقاد دارند که برای انتقال مایع به منبع، ارتفاع h_s نیز باید منظور گردد ولی از آنجائی که ارتفاع فوق در اثر پدیده سیفون (Siphon) قابل بازیابی می‌باشد ارتفاع فوق نباید در محاسبه استاتیکی کل منظور گردد. اما بنظر می‌رسد که تصمیم گیری نهائی در این زمینه به شرایط سیستم انتقال مایع بستگی خواهد داشت. اگر ارتفاع استاتیکی سیستم و تأثیر آن بر روی عملکرد پمپ حالت تعیین کننده ای داشته باشد، با توجه به اینکه به هر حال در زمان راه اندازی، پمپ باید قادر باشد که مایع را به منبع برساند، h_s باید در محاسبه ارتفاع استاتیکی منظور شود. هر چند که این امر باعث می‌شود تا بعد از راه اندازی پمپ، ارتفاع استاتیکی واقعی سیستم در اثر بازیابی انرژی در اثر پدیده سیفون کاهش یافته و همین امر موجب افزایش دبی در سیستم انتقال مایع می‌گردد. در سایر موارد که پمپ قابلیت لازم را در زمان راه اندازی جهت تأمین ارتفاع h_s دارا می‌باشد، بهتر است که مقدار آن را در محاسبه ارتفاع استاتیکی منظور نکرده و بدیهی است که دبی پمپ در هنگام شروع بهره‌برداری از مقدار مورد انتظار کمتر بوده ولی در مدت کوتاهی به لحاظ بازیابی انرژی داده شده به مایع، به حالت عادی بر می‌گردد.



شکل (۶-۱): پدیده سیفون در انتقال مایعات

۲-۵-۱: ارتفاع ناشی از اختلاف فشار بین منبع مکش و دهش

اگر فشار در منبع مکش پمپ P_s و در منبع دهش پمپ P_d باشد، ارتفاع ناشی از اختلاف فشار در دو منبع مکش و دهش (H_p) بر اساس رابطه (۱-۳) برابر است با:

$$H_p = \frac{10.2(P_d \pm P_s)}{SG} \quad (1-3)$$

از آنجائی که ارتفاع استاتیکی و ارتفاع ناشی از اختلاف فشار بین دو منبع مکش و دهش هردو مستقل از دبی جریان می‌باشند، لذا می‌توان جمع آن دو را ارتفاع استاتیکی کل منظور کرد. در این صورت ارتفاع استاتیکی کل برابر است با:

$$H_{st} = (H_{sd} \pm H_{ss}) + \frac{10.2(P_d \pm P_s)}{SG} \quad (1-4)$$

۳-۵-۱: ارتفاع اصطکاکی Friction Head

ارتفاع اصطکاکی، مقدار انرژی لازم برای غلبه بر اصطکاک موجود در لوله و اتصالات (شیر، زانوئی، سه راهی و...) می‌باشد که با علامت H_d نشان داده می‌شود. مقدار H_d به عوامل متعددی نظیر دبی، قطر لوله، جنس لوله، طول لوله، تعداد اتصالات، نوع اتصالات، ویسکوزیته مایع، وزن مخصوص مایع و... بستگی دارد. رابطه H_d با دبی سیستم به صورت زیر می‌باشد:

$$H_d = KQ^n \quad (1-5)$$

که در آن K مقداری ثابت بوده و به عوامل ذکر شده در بالا (بجز دبی) بستگی دارد. N تابعی از رژیم جریان مایع در سیستم بوده که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$n = \begin{cases} 1/85 & \text{جریان آشفته} \\ 2 & \text{جریان آرام} \end{cases}$$

۴-۵-۱: از دست رفت ناشی از ورود و خروج مایع

بجز در موارد خاص، اغلب پمپها، مایع مورد پمپاژ را از یک منبع ذخیره دریافت می‌کنند. در محل ورود مایع به درون لوله مکش، همواره مقداری از دست رفت انرژی وجود داشته که آن را از دست رفت ناشی از ورود مایع به لوله (Entrance Loss) می‌نامند و مقدار آن به طراحی دهانه ورودی مایع به درون لوله بستگی داشته و با اصلاح آن (نظیر شکل زنگوله ای) می‌توان آن را کاهش داد.

به همین ترتیب در قسمت خروجی مایع از لوله دهش، مقداری از انرژی مایع به هدر رفته که آن را از دست رفت خروجی (Exit Loss) می‌نامند. در قسمت خروجی، مایع دارای سرعتی مانند V بوده و ارتفاع معادل با آن $(\frac{V^2}{2g})$ به هدر خواهد رفت. در بعضی از مراجع ترجیح می‌دهند که از دست رفت‌های ورودی و خروجی را جزء از دست رفت ناشی از اصطکاک منظور نمایند. البته بهتر است که جهت تعیین نقش آنها در از دست رفت انرژی در سیستم هریک

را به طور جداگانه محاسبه و در ارتفاع کل سیستم منظور نمود. در بعضی از طرحها سعی می شود که با استفاده از تبدیل مخروطی طولانی، سرعت را به مقدار زیادی کاهش داده و از این طریق بخش اعظمی از انرژی را قبل از به هدر رفتن بازیابی کرد.

۵-۵-۱: ارتفاع سرعتی Velocity Head

ارتفاع سرعتی، بیانگر انرژی جنبشی مایع مورد پمپاژ بوده که برحسب ژول بر کیلوگرم (یا متر) بیان می شود. اگر مایعی با سرعت V به سمت بالا پرتاب شود، تا ارتفاعی مانند H_v بالا خواهد رفت، رابطه H_v با V به صورت زیر می باشد:

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (1-6)$$

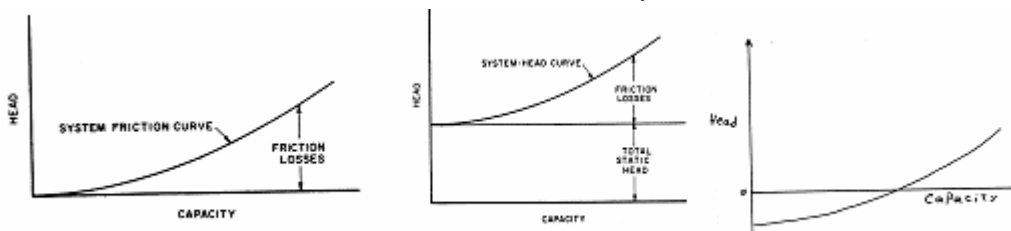
ارتفاع مایع در هر نقطه از لوله برابر است با ارتفاع سرعتی بعلاوه ارتفاع فشاری. لازم به ذکر است که فشار سنجها فقط فشار اضافی مایع را نشان داده، در صورتی که انرژی واقعی مایع جمع انرژی های پتانسیل (فشار) و جنبشی (سرعت) آن می باشد. در پمپهای با ارتفاع زیاد، ارتفاع سرعتی ناچیز بوده ولی در پمپهای با ارتفاع کم نمی توان از ارتفاع سرعتی صرف نظر کرد.

۶-۱: منحنی مشخصه سیستم System Characteristic Curve

منحنی مشخصه سیستم، تغییرات ارتفاع کلی سیستم را بر حسب دبی جریان مایع نشان می دهد. ارتفاع کلی در سیستم برابر است با جمع جبری ارتفاع استاتیکی کل و ارتفاع دینامیکی (رابطه ۱-۷)

$$H_t = H_d \pm H_{st} \quad (1-7)$$

اگر ارتفاع استاتیکی در طی بهره برداری در اثر تغییرات سطح مایع یا فشار در قسمت های مکش و دهش پمپ تغییر کند، مقدار H_{st} را باید در دو دامنه حداقل و حداکثر آن در نظر گرفته و منحنی مشخصه سیستم را برای دو مقدار فوق رسم نمود تا دامنه دبی سیستم در دو حالت فوق مشخص گردد. منحنی مشخصه سیستم بر حسب H_{st} می تواند به شکل های زیر باشد (شکل ۱-۷).



$$a: H_{st} = 0$$

$$b: H_{st} > 0$$

$$c: H_{st} < 0$$

شکل (۱-۶): منحنی مشخصه سیستم در انواع سیستم های انتقال مایعات.

محل تلاقی منحنی مشخصه سیستم با منحنی مشخصه پمپ را نقطه کار (Operating or Duty Point) می نامند (شکل ۱-۸). اکثر مشکلات سیستم های پمپاژ به قسمت مکش پمپ مربوط می باشد، به همین خاطر در انتخاب و نصب پمپ باید دقت شود تا شرایط

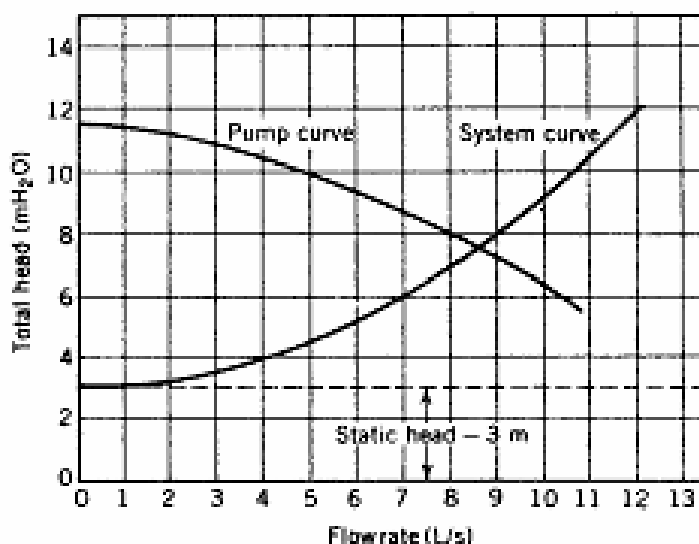
قسمت مکش پمپ به نحوی باشد که هیچگاه فشارمائع در این قسمت از فشار بخار آن در دمای انتقال کمتر نشود، چرا که در غیر این صورت پمپ دچار پدیده کاویتاسیون خواهد شد که به طور کامل در بخش هشتم مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت.

۷-۱: منحنی مشخصه پمپها Pump Characteristic Curve

منحنی مشخصه پمپها معرف ویژگیهای پمپ از نظر تغییرات فشار (ارتفاع)، توان مصرفی، راندمان و NPSHR بر حسب دبی جریان می باشد. مجموعه اطلاعات فوق باید از سوی شرکت های سازنده پمپ در اختیار خریداران قرار داده شود. برای پمپهای دورانی و گریز از مرکز، منحنی دبی - ارتفاع (فشار) و برای پمپهای تناوبی منحنی دبی - زمان از اهمیت خاصی برخوردار بوده که در این بخش مورد بررسی قرار می گیرند و اطلاعات مربوط به توان، راندمان و NPSHR در قسمتهای بعدی ارائه خواهد شد.

۸-۱: منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز

برخلاف پمپهای جابجائی مثبت، پمپهای گریز از مرکز اگر با سرعت ثابتی کار کنند، نمی توانند دبی ثابتی را در سیستم بر قرار کنند و مقدار آن می تواند از صفر تا مقدار معینی که به اندازه طراحی و شرایط پمپ بستگی دارد، تغییر کند. ارتفاع کلی قابل دسترس، توان مصرفی و راندمان نیز بادی پمپ تغییر می کند.



شکل (۸-۱): نقطه کار در سیستم های پمپاژ.

البته غالباً منحنی های فوق برای پروانه های با قطر مختلف و در مواردی برای سرعت های مختلف پمپ از سوی شرکت سازنده پمپ تهیه می شود. در شکل (۹-۱) نمونه ای از منحنی مشخصه یک پمپ گریز از مرکز نشان داده شده است. بعضی از شرکتها جهت سهولت در انتخاب یک پمپ، منحنی مشخصه دسته ای از پمپهای هم خانواده را در یک مجموعه گردآوری و در اختیار مشتریان قرار می دهند. مجموعه فوق می تواند در انتخاب پمپ مناسب در کمترین مدت ممکن

مورد استفاده قرار گیرد. بعد از انتخاب پمپ مورد نظر، اطلاعات تکمیلی را می‌توان از منحنی مشخصه پمپ استخراج کرد.

در شکل‌های (۱-۱۰) و (۱-۱۱) نمونه‌هایی از دامنه کاربرد پمپهای Etanorm ساخت شرکت KSB آلمان که محصولات مشابه آن توسط شرکت پمپیران ساخته می‌شود برای سرعت‌های ۱۴۵۰ و ۲۹۰۰ دور در دقیقه ارائه گردیده است. لازم به ذکر است که اغلب این منحنی‌ها برای دبی صفر تا دبی مجاز تهیه می‌شوند.

این امر به خریداران پمپ کمک می‌کند تا از به کارگیری پمپ در دبی زیاد که می‌تواند باعث وارد شدن بار اضافی بر الکتروموتور گردد، خودداری کنند.

۹-۱: دسته بندی منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز:

منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز (منحنی دبی - ارتفاع) را می‌توان به صورت زیر دسته بندی کرد:

الف: منحنی‌های صعودی (Rising).

در پمپهای با منحنی صعودی با افزایش ارتفاع سیستم، دبی پمپ به طور پیوسته کاهش می‌یابد (شکل ۱-۱۲a).

ب: منحنی‌های نزولی (Drooping)

در پمپهای با منحنی مشخصه نزولی، ارتفاع قابل دسترس در نقطه $Q=0$ حداکثر ارتفاع نبوده و گاهی اوقات آن را منحنی Looping می‌نامند (شکل ۱-۱۲ b).

ج: منحنی‌های تیز (Steep).

منحنی‌های تیز نوعی منحنی صعودی بوده که تغییرات ارتفاع بین نقطه کار و شرایطی که شیر خروجی کاملاً بسته باشد ($Q=0$) بسیار زیاد است. البته این امر می‌تواند فقط در یک دامنه خاصی از منحنی مشخصه پمپ مثلاً بین دبی برابر ۱۰۰ درصد تا ۵۰ درصد دبی طراحی وجود داشته باشد (شکل ۱-۱۲c).

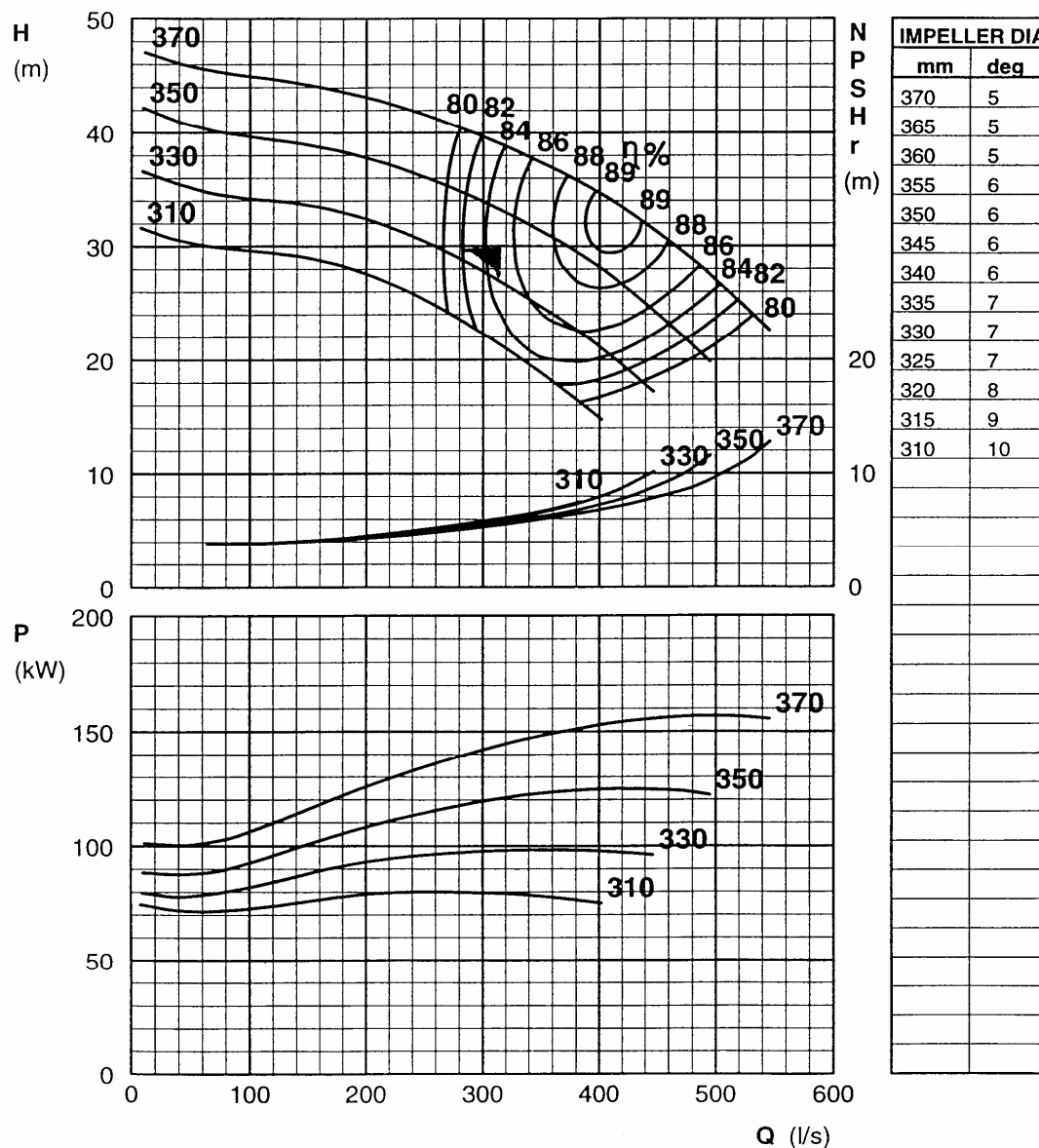
د: منحنی‌های تخت (Flat).

در این پمپها تغییرات ارتفاع در یک دامنه وسیعی از دبی بسیار ناچیز می‌باشد. این نوع منحنی‌ها می‌توانند نزولی و یا صعودی باشند. در تمامی منحنی‌های نزولی همواره در قسمتی از آن، ارتفاع قابل دسترس تقریباً ثابت بوده و به همین خاطر آن را تخت می‌نامند. (شکل ۱-۱۲d)

ه: منحنی‌های پایدار (Stable)

در پمپهای با منحنی مشخصه پایدار همواره به ازاء ارتفاع معین، می‌توان یک ظرفیت برای پمپ قائل شد.

1490 rpm

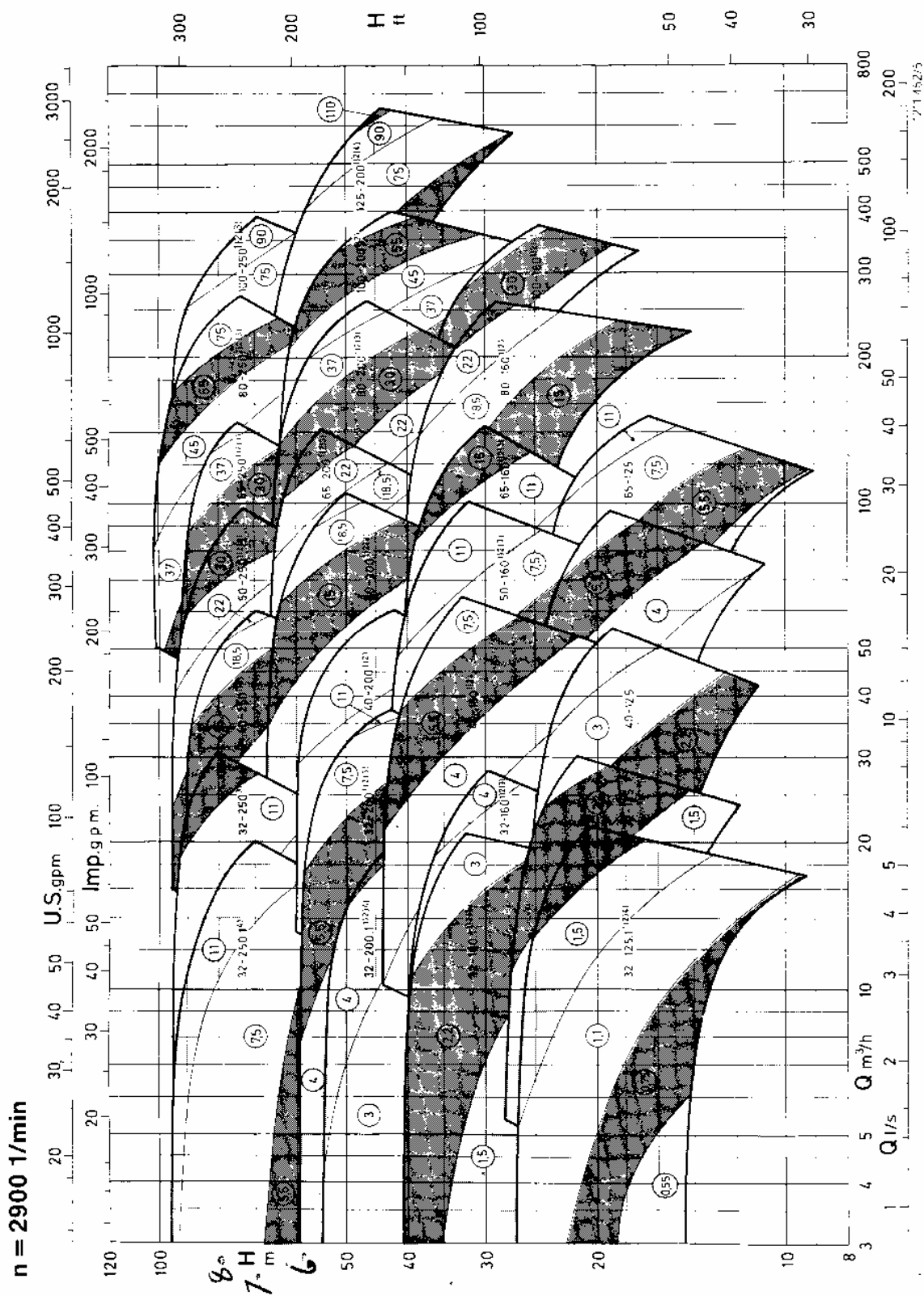


شکل (۹-۱): منحنی مشخصه یک پمپ گریزاز مرکز با پروانه دو مکش (Double Suction)

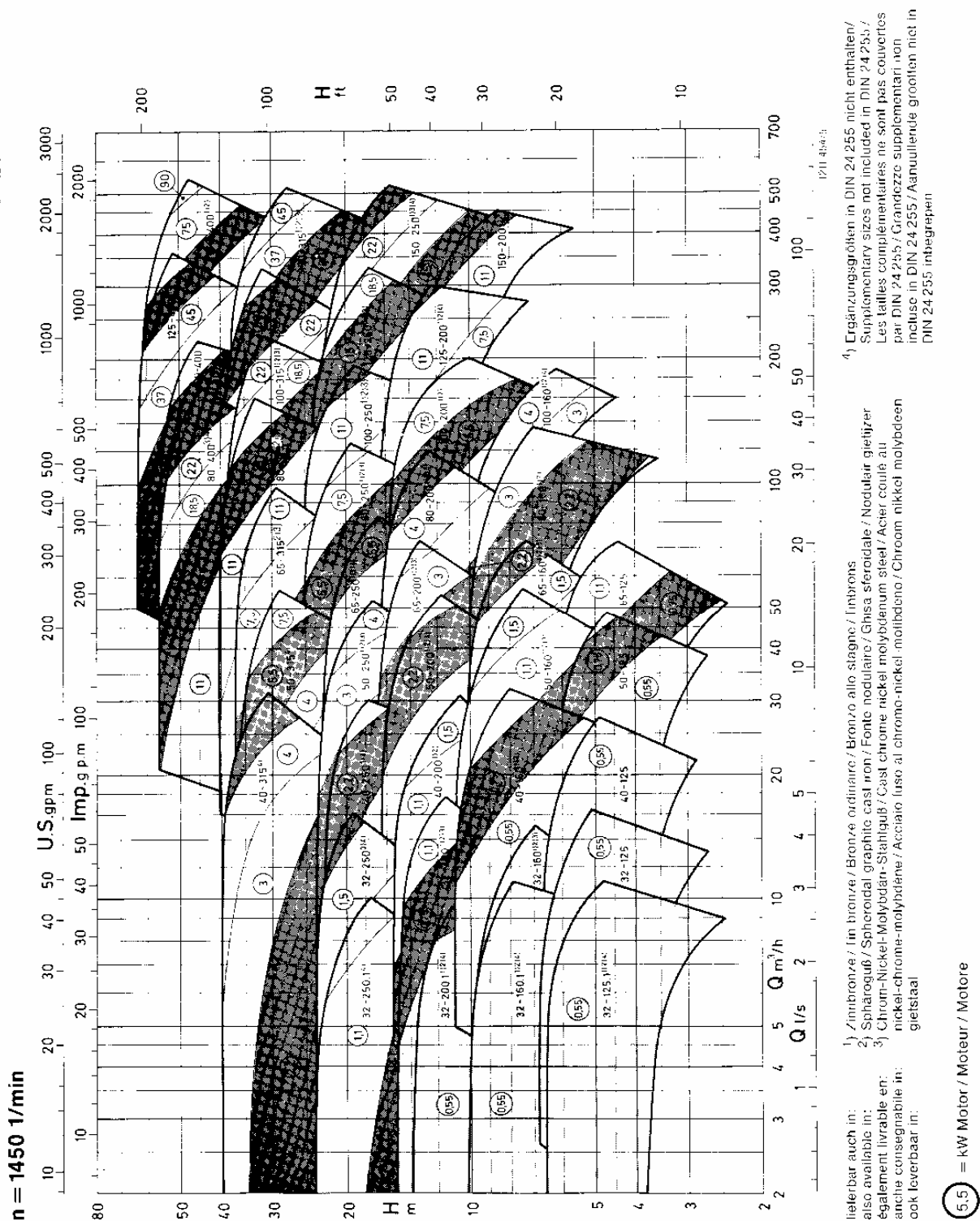
به عبارت دیگر اگر خطی با ارتفاع ثابت (موازی محور طولها) رسم شود، منحنی مشخصه پمپ را فقط در یک نقطه قطع می کند. اساساً این منحنی ها از نوع صعودی می باشند (شکل های ۱۲a- و ۱۲c-۱).

و: منحنی های ناپایدار (Unstable)

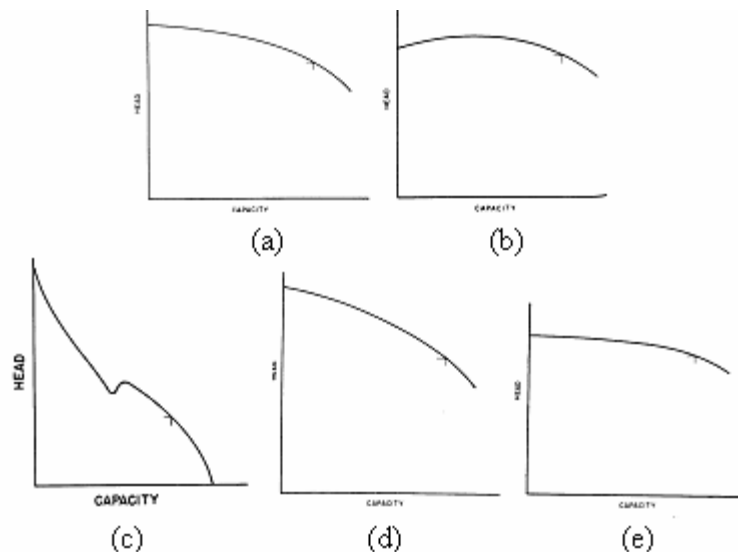
در بعضی از پمپها ممکن است به ازاء ارتفاع معین، پمپ در بیش از یک دبی کار کند، یا به عبارت دیگر اگر خطی به موازات محور طولها رسم شود، منحنی مشخصه پمپ را در بیش از یک نقطه قطع می نماید (شکل های ۱۲b- و ۱۲e-۱). البته ناپایدار بودن منحنی فقط در یک دامنه معینی از ارتفاع صادق بوده، لذا باید دقت شود که از این پمپها فقط در منطقه پایدار استفاده شود.



شکل (۱۰-۱): نمودار کلی پمپهای مدل Etanorm در سرعت ۲۹۰۰ دور در دقیقه



شکل (۱۱-۱): نمودار کلی پمپهای مدل Etanorm در سرعت ۱۴۵۰ دور در دقیقه



شکل (۱-۱۲): انواع منحنی‌های مشخصه پمپهای گریز از مرکز

۱-۱۰: دسته بندی منحنی‌های توان مصرفی

اگر منحنی توان مصرفی به صورتی باشد که در دبی‌های کم شکل صعودی داشته و بعد از رسیدن به نقطه با حد اکثر راندمان (BEP) مجدداً شکل نزولی را بخود بگیرد (شکل ۱-۱۳) اصطلاحاً آن را غیر بار اضافی (No Noverloading) می‌نامند. در حالی که اگر منحنی توان مصرفی با افزایش دبی به طور پیوسته شکل صعودی داشته باشد، منحنی با وضعیت بار اضافی (overloading) نامیده می‌شود (شکل ۱-۱۴).

تغییرات توان مصرفی با دبی به سرعت مخصوص پمپ بستگی دارد. (در مورد سرعت مخصوص به بخش پنجم مراجعه شود) در انتخاب پمپ، نوع غیر بار اضافی به علت آنکه در هر شرایطی، توان مصرفی آن از یک حداکثر معینی تجاوز نمی‌کند ارجحیت داشته و لذا مشکلی در زمینه توان مصرفی و بار وارده برای الکتروموتور انتخاب شده وجود ندارد.

۱-۱۱: توان مصرفی:

برای محاسبه توان مصرفی در پمپ می‌توان جدا از منحنی P-Q ارائه شده از سوی شرکت سازنده پمپ، از رابطه (۱-۸) استفاده کرد.

$$P = \frac{SG \cdot Q \cdot H_t}{368\eta} \quad (1-8)$$

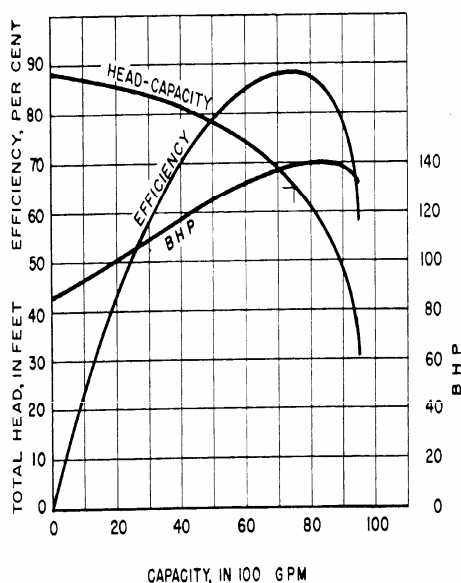
که در آن: P = توان مصرفی کیلو وات

Q = متر مکعب در ساعت دبی

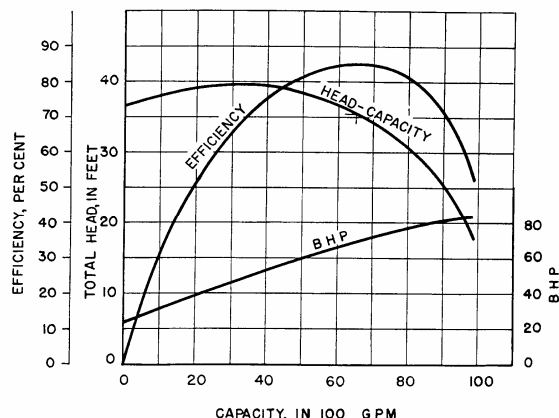
H_t = متر ارتفاع کل

η = اعشاری راندمان

SG = وزن مخصوص



شکل (۱۳-۱): منحنی مشخصه پمپ گریز از مرکز
با توان کم در $Q=0$



شکل (۱۴-۱): منحنی مشخصه پمپ گریز از مرکز
با توان زیاد در $Q=0$

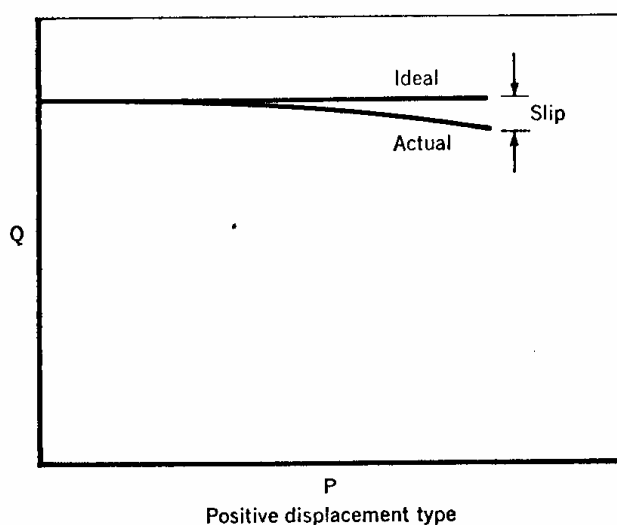
لازم به ذکر است که توان به دست آمده از رابطه فوق، توان ترمزی (Brake Power) بوده و برای انتخاب الکتروموتور لازم است که اولاً قدرت الکتروموتور بر مبنای حداکثر توان مصرفی در دامنه دبی مجاز تعیین گردیده، ضمناً ضرایب اطمینان زیر برای انتخاب نهائی آن منظور شود.

۲۰٪	کیلو وات	۷/۵-۰
۱۵٪	کیلو وات	۷/۵-۴۰
۱۰٪	کیلو وات	> ۴۰

۱۲-۱: منحنی مشخصه پمپهای جابجائی مثبت

به لحاظ ویژگیهای ساختاری، این پمپها آب بند دینامیکی بوده به نحوی که قسمت دهش آن از قسمت مکش تقریباً جدا شده است، به همین خاطر از نظر تئوریک دبی آنها با حجم جارو شده (Swept Volume) قطعات پمپاژ کننده تقریباً یکسان می باشد. دبی این پمپها به سرعت دورانی و حجم هر واحد پمپاژ کننده (مثلاً حجم هر سیلندر در هر کورس) بستگی دارد و به همین خاطر آنها را می توان پمپهای با ظرفیت تقریباً ثابت (Fixed Volume) دانست که دبی آن به ابعاد و سرعت پمپ بستگی داشته و مستقل از فشار دهش می باشد. ولی در عمل به علت وجود نشتی داخلی، ظرفیت واقعی آن از ظرفیت تئوریک کمتر خواهد بود. در شکل (۱۵-۱)، منحنی مشخصه پمپهای جابجائی مثبت از نظر تئوریک و واقعی و نشتی داخلی در آن نشان داده شده است. اختلاف ظرفیت تئوریک و واقعی پمپهای جابجائی مثبت را نشتی (Leakage) و یا لغزش (Slip) می نامند.

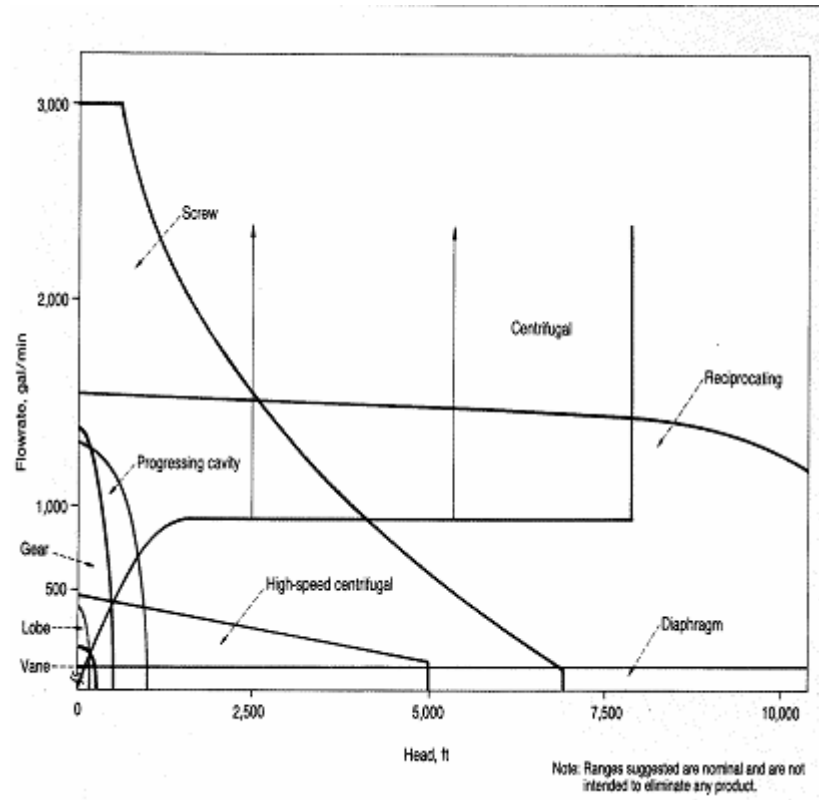
راندمان حجمی این پمپها (نسبت ظرفیت واقعی به تئوریک) می‌تواند بین ۵۰ تا ۹۸ درصد باشد. پمپهایی که خوب طراحی شده باشند غالباً با راندمان حجمی ۸۵ تا ۹۵ درصد کار می‌کنند. علاوه بر کیفیت طراحی پمپ (لقی بین قطعات پمپاژ کننده)، عوامل دیگری نظیر اختلاف فشار قسمت‌های دهش و مکش پمپ، ویسکوزیته مایع، سرعت دورانی پمپ نیز می‌توانند بر روی راندمان حجمی آن اثر به‌گذارند، به نحوی که با افزایش فشار، راندمان حجمی پمپ کاهش یافته، در عوض با افزایش ویسکوزیته مایع و سرعت دورانی پمپ میزان نشتی کاهش (راندمان حجمی افزایش) می‌یابد.



شکل (۱۵-۱): منحنی مشخصه پمپهای جابجائی مثبت

پمپهای فوق از نظر هیدرولیکی نیز مشکل چندانی در مقابل بالا بردن فشار نداشته و اگر از نظر مقاومت مکانیکی خوب طراحی شده باشند، دارای سقف محدود کننده اعمال فشار نخواهند بود. در صورتی که پمپهای گریز از مرکز اگر با سرعت دورانی و پروانه معینی مورد بهره‌برداری قرار گیرند، حداکثر فشار (ارتفاع) قابل دسترس آن محدود می‌باشد. علت این تفاوت اساسی بین پمپهای جابجائی مثبت و گریز از مرکز را می‌توان به صورت زیر بیان کرد. اعمال انرژی جهت افزایش فشار (ارتفاع) در پمپهای گریز از مرکز نخست از طریق افزایش انرژی جنبشی مایع مورد پمپاژ صورت پذیرفته و آنگاه در پوسته پمپ بخش اعظمی از انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل تبدیل می‌شود. از آنجائی که انرژی جنبشی داده شده به مایع تابعی از سرعت دورانی و قطر پروانه پمپ می‌باشد، لذا در یک پمپ گریز از مرکز بامشخصه‌های ثابت، حداکثر ارتفاع (فشار) قابل دسترس محدود می‌باشد. حال آنکه در پمپهای جابجائی مثبت، افزایش فشار از طریق کاهش حجمی از مایع به تله افتاده در بین فضای تراکم صورت می‌گیرد و تا زمانی که پمپ بتواند بر مقاومت موجود در مقابل خود غلبه نماید، افزایش فشار ادامه می‌یابد.

پمپهای جابجائی مثبت خود به دو دسته تقسیم می‌شوند. پمپهای دورانی و پمپهای تناوبی (رفت و برگشتی). دامنه مجاز استفاده از انواع پمپها که قبلاً در شکل (۱-۳) ارائه گردید به‌طور کاملتر در شکل (۱-۱۶) نشان داده شده‌است.



شکل (۱-۱۶): دامنه کاربرد انواع پمپها

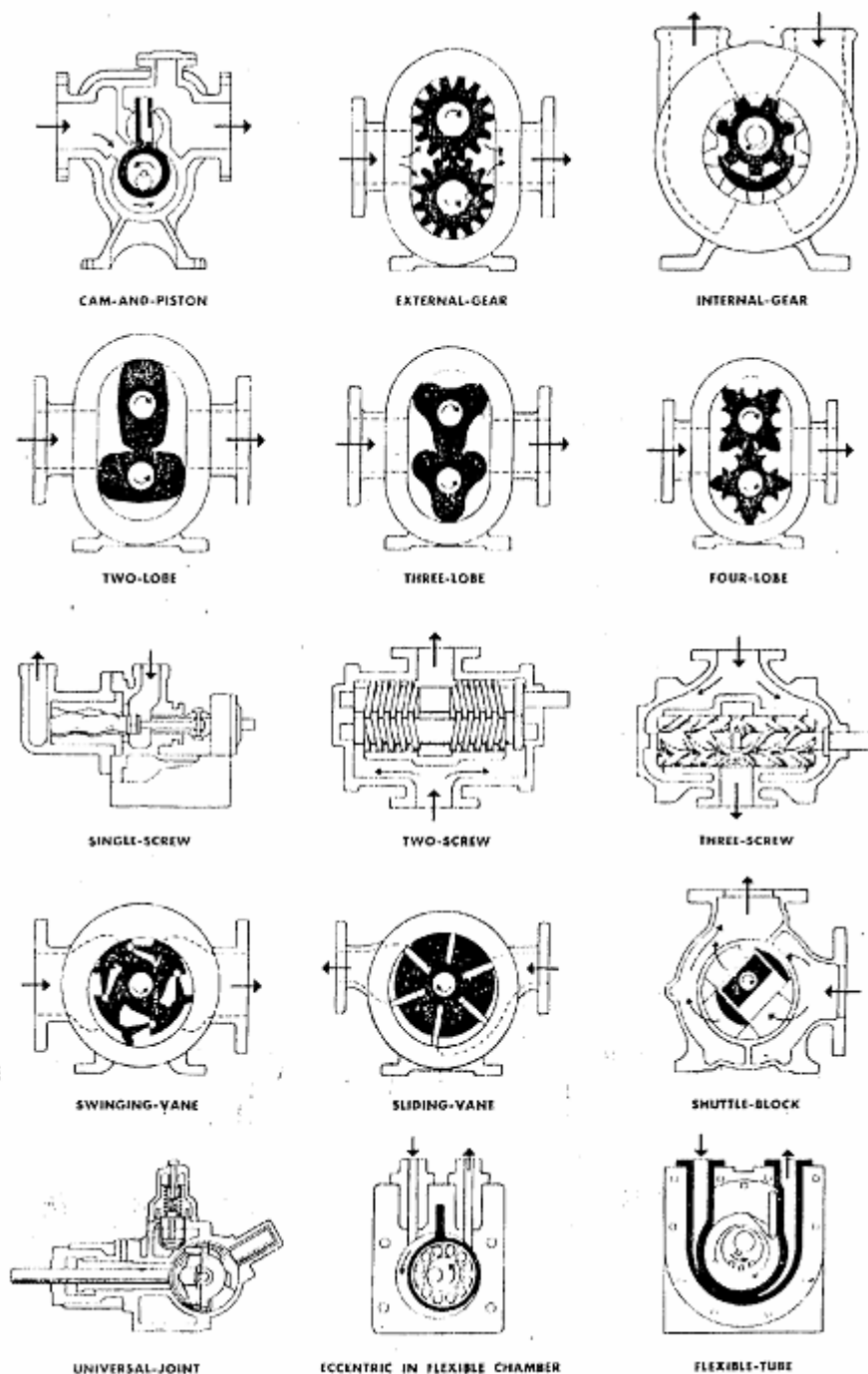
منحنی مشخصه پمپهای دورانی و تناوبی دارای مغایرت‌هایی بوده و به همین خاطر در این بخش به‌طور جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۱-۱۲-۱: منحنی مشخصه پمپهای دورانی

پمپهای دورانی را می‌توان به ۵ دسته اصلی تقسیم کرد:

دنده ای (Gear Pump)، مارپیچ (Screw Pump)، گوشواره ای (Lobe Type)، تیغه ای (Vane Pump) و روتورهای مارپیچی خروج از مرکز (Eccentric Helical Rotor) تقسیم کرد. در شکل (۱-۱۷) انواع پمپهای فوق نشان داده شده‌اند.

با وجود تفاوت‌های چشمگیری که در ساختار مکانیکی پمپهای فوق وجود دارد، منحنی مشخصه آنها تفاوت چندانی با یکدیگر ندارد. از نظر تئوریک منحنی فوق باید خطی مستقیم و موازی محور طولها باشد، ولی با توجه به افزایش نشتی داخلی با افزایش فشار، منحنی فوق در عمل خطی مستقیم با شیب منفی (نزولی) می‌باشد (شکل ۱-۱۵).



شکل (۱۷-۱): انواع پمپهای دورانی.

در شکل (۱۸-۱)، منحنی مشخصه یک پمپ دنده ای در سرعتهای مختلف نشان داده شده است. همانطوری که قبلاً گفته شد، عملکرد این پمپها به ویسکوزیته مایع مورد پمپاژ نیز وابسته می باشد. با افزایش ویسکوزیته مایع، نشتی داخلی پمپ کاهش یافته و به همین خاطر دبی آن افزایش می یابد، در عوض با وجود افزایش راندمان هیدرولیکی در اثر کاهش نشتی، به لحاظ افزایش اصطکاک داخلی، راندمان کلی و توان مصرفی آن افزایش می یابد (شکل ۱۹-۱).

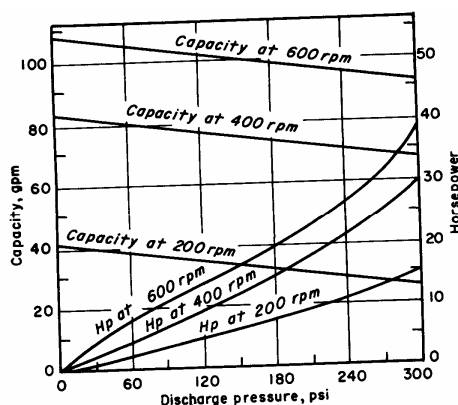
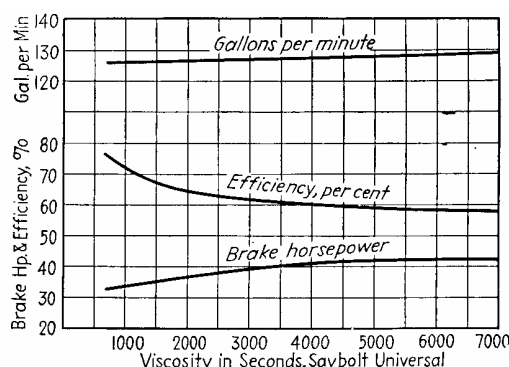


Fig. 217.—Characteristic curves for a screw pump handling fuel oil.



شکل (۱-۱۸): منحنی مشخصه یک پمپ دنده ای.

شکل (۱-۱۹): تأثیر ویسکوزیته مایع بر

منحنی مشخصه پمپهای دورانی

۲-۱۲-۱: منحنی مشخصه پمپهای تناوبی

پمپهای تناوبی شامل پمپهای پیستونی، انگشتی (Plunger) و دیا فراگرامی می باشد. به علت شرایط خاص طراحی و عملکرد آنها، مایع خروجی از این پمپها دارای ضربان (Pulsation) خواهد بود. به همین خاطر منحنی مشخصه آنها دارای شکلی تناوبی (سینوسی) می باشد. اگر از یک سمت قطعه متحرک (مثلاً پیستون) برای جابجائی مایع استفاده شود پمپ را یک طرفه (Single Acting) می نامند، در صورتی که اگر از دو طرف قطعه متحرک برای پمپاژ مایع استفاده شود، پمپ دو طرفه (Double Acting) نامیده می شود.

در شکل (۱-۲۰ a) منحنی مشخصه یک پمپ یک پیستونی یک مرحله ای، در شکل (۱-۲۰ b) منحنی مشخصه دو پمپ تناوبی یک طرفه و دو طرفه و در شکل (۱-۲۰ c) منحنی مشخصه سه دسته از پمپهای تناوبی یک طرفه با تعداد پیستونهای مختلف نشان داده شده است.

بررسی اطلاعات موجود در عملکرد پمپهای تناوبی نشان می دهد که اگر دبی متوسط یک پمپ تناوبی ۱۰۰ واحد (مثلاً ۱۰۰ لیتر در دقیقه) در نظر گرفته شود هریک از پمپها برحسب نوع طراحی دارای یک حداقل و یک حداکثر دبی لحظه ای می باشند که مقادیر مربوطه در جدول (۱-۲) نشان داده شده است.

در شکل (۱-۲۰ c)، شیب منحنی، همان شتاب جریان مایع از پمپ می باشد. اگر شتاب مایع در پمپ (a) و جرم آن m و سطح مقطع لوله دهش A باشد، در این صورت ضربان فشار (P_p) برابر است با:

$$P_p = \frac{m \cdot a}{A} \quad (1-9)$$

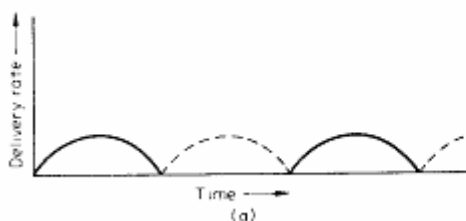
رابطه (۱-۹) نشان می دهد که با کاهش شتاب مایع می توان ضربان فشار را کاهش داد. این امر از طریق کاهش شیب منحنی مشخصه پمپ یا به عبارت ساده تر با افزایش تعداد سیلندرها امکان پذیر است. تأثیر نظریه فوق را می توان در جدول (۱-۲) مشاهده کرد.

از سوی دیگر مقایسه میزان ضربان پمپهای ۳، ۴، ۵ و ۶ پیستونی، مغایر نظریه فوق می باشد. در حالی که پمپ سه پیستونی ۲۳ درصد نوسان دبی را از خود نشان می دهد، پمپ با ۴ پیستون دارای ۳۲/۵ درصد نوسان می باشد. به عبارت ساده تر هرچند که در یک جمع بندی کلی، افزایش تعداد سیلندرها موجب کاهش ضربان می گردد، ولی فرد بودن تعداد سیلندرها در مقایسه با زوج بودن آنها دارای مزیتی در جهت کاهش ضربان خواهد بود.

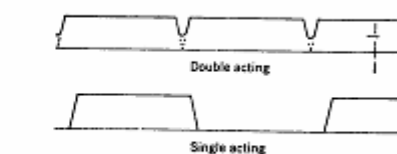
نوع پمپ	حداقل دبی لحظه ای	حداکثر دبی لحظه ای	اختلاف حداقل و حداکثر دبی لحظه ای
دو پیستونی - یک طرفه	۰	۱۶۰	۱۶۰
دو پیستونی - دو طرفه	۷۸/۵	۱۲۴/۱	۴۵/۶
۴ پیستونی - یک طرفه	۷۸/۵	۱۱۱	۳۲/۵
۳ پیستونی - یک طرفه	۸۳/۱	۱۰۶/۱	۲۳
۶ پیستونی - یک طرفه	۹۰/۲	۱۰۴/۸	۱۴
۵ پیستونی - یک طرفه	۹۴/۸	۱۰۱/۸	۷

جدول (۱-۲): تأثیر طراحی پمپهای تناوبی بر نوسان دبی (ضربان)

روشهای دیگری نظیر استفاده از منبع ذخیره (Accumulator)، فیلتر آکوستیک (Acoustic Filter) نیز می تواند در کاهش میزان ضربان مؤثر باشند. مخزن ذخیره حاوی مایع مورد پمپاژ و مقداری گاز (در تماس مستقیم و یا غیر مستقیم با مایع) است. انتخاب ابعاد صحیح و موقعیت نصب مناسب آن بسیار مهم بوده و بی توجهی به آن نه تنها مشکل ضربان را حل نخواهد کرد، بلکه می تواند مشکلات موجود در سیستم را افزایش دهد. در شکل (۱-۲۱) انواع روشهای کاهش ضربان به کمک مخزن ذخیره نشان داده شده است. انتخاب صحیح منبع ذخیره همراه با نصب مناسب آن، ضمن کاهش ضربان می تواند در جلوگیری از پدیده کاویتاسیون (Cavitation)، ضربه قوچ (Water hammer) و کاهش موج فشار (Pressure Surge) مؤثر واقع شود. مثلاً هرچه منبع به پمپ نزدیکتر باشد، تأثیر آن بر کاهش ضربان بیشتر خواهد بود. فیلتر آکوستیک از دو مخزن که توسط لوله های کوچکی به یکدیگر متصل شده اند ساخته می شود (شکل ۱-۲۲).



(a)



RECIPROCATING pumps have pulsating flow—Fig. 2

(b)

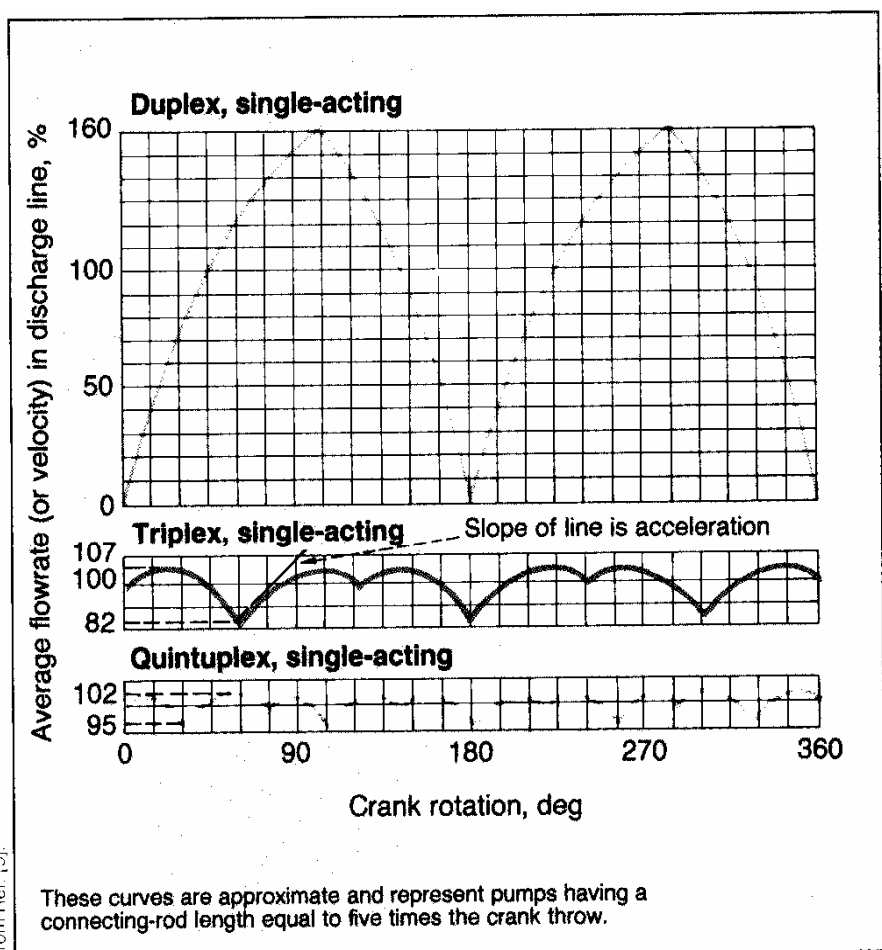


Figure 9 — For reciprocating pumps, a greater number of cylinders minimizes pressure pulse transmitted to the system

(c)

شکل (۱-۲۱): منحنی مشخصه انواع پمپهای تناوبی

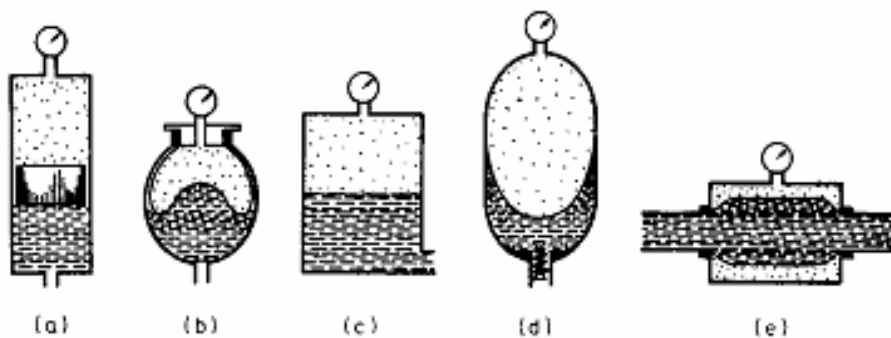
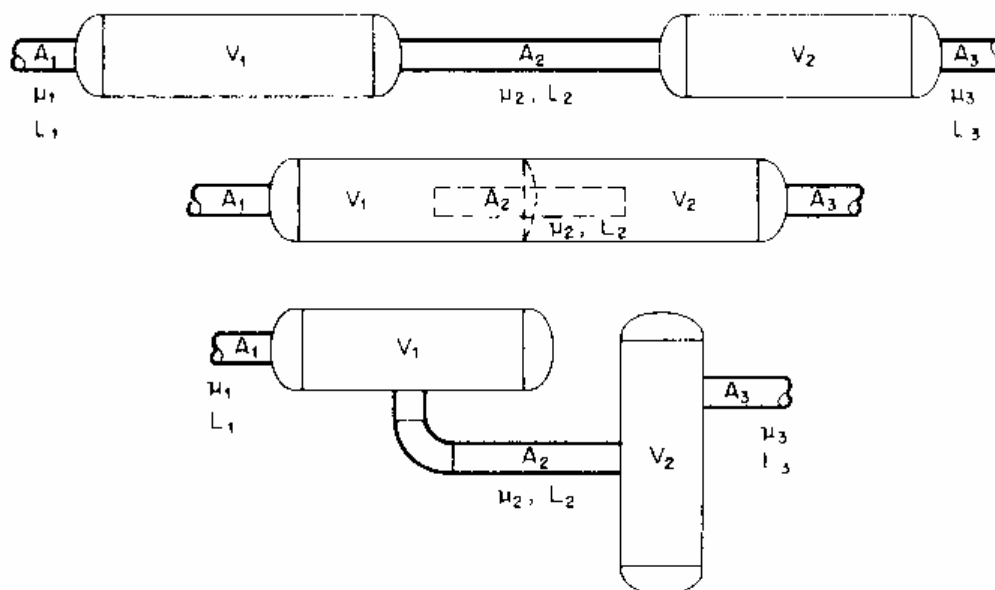


FIG. 6 Types of accumulators: (a) piston, (b) diaphragm, (c) gas-charged, (d) bladder, (e) in-line.

شکل (۱-۲۲) مخزن ذخیره جهت کاهش ضربان پمپهای تناوبی



$$\mu_j = \frac{A_j}{L_j + 1/2 \sqrt{\pi A_j}} \quad \text{for } j = 1, 2, 3$$

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} + \frac{\mu_2 + \mu_3}{V_2} \right]} = \sqrt{\left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} - \frac{\mu_2 + \mu_3}{V_2} \right)^2 + \frac{4\mu_2^2}{V_1 V_2}}$$

FOR EQUAL VOLUMES, THE RESONANT FREQUENCY IS APPROXIMATELY:

$$f = \frac{a}{\sqrt{2} \pi} \sqrt{\frac{L_2}{V_1}}$$

FIG. 5 Two-chamber resonator system with both ends open. V = volume, ft³ (m³); f = resonant frequency, Hz; L = choke tube length, ft (m); A = choke tube area, ft² (m²); a = acoustic velocity, ft/s (m/s); μ = acoustic parameter.

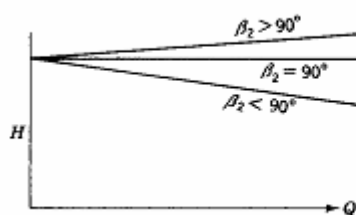
شکل (۲۳-۱): نمونه ای از فیلتر آکوستیک جهت کاهش ضربان پمپ‌های تناوبی

بخش دوم: تئوری عملکرد پمپهای گریز از مرکز

۱-۲: منحنی مشخصه (H-Q) پمپهای گریز از مرکز در شرایط ایده ال

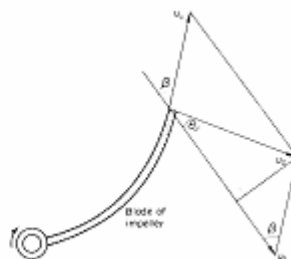
بررسی تئوری عملکرد پمپهای گریز از مرکز مبحث پیچیده ای از علم مکانیک سیالات بوده که به طور مفصل در کتابها و مقالات مربوطه بدان اشاره شده است. لئونارد اولر (Leonard Euler) دانشمند و ریاضیدان نامی سوئیسی (۱۷۸۳-۱۷۰۷) در تحلیل های خود در این زمینه و با فرض اینکه پروانه قطعه ای است که از تعداد زیادی تیغه شعاعی با عرض ناچیز و فاصله نزدیک به صفر ساخته شده، ثابت کرد که اگر پروانه ای به شعاع r و عرض b ، با سرعت زاویه ای ω (رادیان بر ثانیه) در پوسته پمپی بچرخد، به طوری که زاویه بین لبه تیغه پروانه و خط مماس بر دایره ای که لبه پروانه روی آن دوران می کند β_2 باشد (شکل ۱-۲)، در این صورت ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ برابر است با:

$$H = \frac{r^2 \omega^2}{g} - \frac{Q \omega}{2\pi b g \tan \beta_2} = A - \frac{BQ}{\tan \beta_2} \quad (1-2)$$



شکل (۱-۲): منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز

بر اساس نظریه اولر



شکل (۱-۲): مثلث سرعت در لبه یک تیغه پروانه

که در آن g شتاب ثقل زمین، A و B مقادیر ثابت می باشند. برای $\beta_2 < 90^\circ$ ، پروانه را اصطلاحاً روبرعقب (Backward) و برای $\beta_2 > 90^\circ$ ، پروانه را رو به جلو (Forward) می نامند. همانطوری که از رابطه (۱-۲) پیداست، H و Q با هم رابطه خطی داشته و بر حسب مقادیر مختلف β_2 می تواند. نزولی، صعودی و یا موازی محور طولها باشد.

در شکل (۲-۲) منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز بر اساس نظریه اولر نشان داده شده است. مقدار β_2 برای پمپهای واقعی می تواند بین ۱۵ تا ۳۵ درجه تغییر کند ولی غالباً آن را بین ۲۰ تا ۲۵ درجه در نظر می گیرند. در طراحی پروانه، زاویه ورودی مایع به درون پروانه (β_1) نیز غالباً بین ۱۵ تا ۵۰ درجه منظور می گردد. انرژی داده شده به مایع با رابطه کلی (۲-۲) نمایش داده

$$WHP = K_1 Q - \frac{K_2 Q^2}{\tan \beta_2} \quad (2-2) \quad \text{می شود.}$$

که در آن:

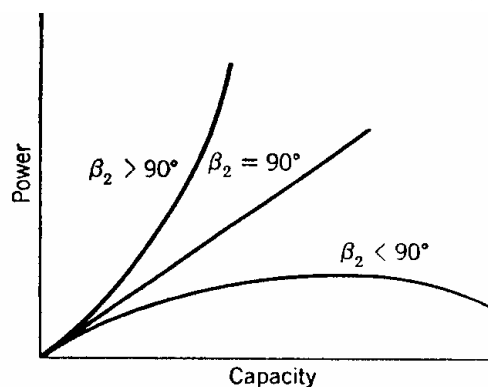
اسب بخار WHP = توان داده شده به مایع

K_1, K_2 = مقادیر ثابت که به طراحی پمپ بستگی دارند

متر مکعب در ساعت بی پمپ $Q =$

اگر $\beta_2 = 90^\circ$ باشد تغییرات توان داده شده به مایع نسبت به دبی پمپ یک خط مستقیم بوده که از مرکز مختصات می‌گذرد. برای $\beta_2 > 90^\circ$ ، منحنی توان مصرفی، سهمی‌شکل و مماس بر خط فوق که در قسمت فوقانی آن قرار داشته و برای $\beta_2 < 90^\circ$ منحنی توان مصرفی سهمی‌شکل و مماس بر خط فوق که در قسمت زیر آن قرار می‌گیرد شکل (۲-۳).

همانطوری که از رابطه (۲-۱) پیداست، ارتفاع ایجاد شده توسط پمپ گریز از مرکز مستقل از وزن مخصوص مایع مورد پمپاژ بوده، در صورتی که فشار مایع به وزن مخصوص بستگی دارد. به همین دلیل برای راه اندازی پمپ‌های گریز از مرکز نخست باید آن را هواگیری (Priming) کرد. اگر در هنگام راه اندازی پمپ، پوسته آن پر از هوا باشد، فشار دهش پمپ به نسبت وزن مخصوص هوا به آب کاهش یافته و به همین خاطر قادر به غلبه بر مقاومت موجود در قسمت دهش پمپ نبوده و پمپ نمی‌تواند مایعی را جابجا نماید.



شکل (۲-۳): منحنی تغییرات توان داده شده به مایع بر حسب زاویه β_2

۲-۲: از دست رفت ارتفاع در پمپ‌های گریز از مرکز

در تحلیل‌هایی که در قسمت قبل بر روی عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز انجام شد، پمپ گریز از مرکز یک ماشین ایده ال فرض گردیده و از دست رفت انرژی (ارتفاع) در آن ناچیز در نظر گرفته شد.

ولی در پمپ‌های واقعی همواره مقداری از انرژی (ارتفاع) در داخل آن به شکل‌های مختلف به‌در رفته و موجب می‌شود تا منحنی مشخصه $H-Q$ واقعی پمپ در زیر منحنی مشخصه تئوریک پمپ گریز از مرکز در شرایط ایده ال قرار گیرد.

شناخت عوامل مؤثر در از دست رفت ارتفاع در پمپ، ضمن اینکه می‌تواند در شناخت منحنی مشخصه واقعی آن کمک کند، بلکه در زمینه اعمال اصلاحات لازم در طراحی و ساخت پمپ و کاهش از دست رفت ارتفاع و افزایش راندمان آن نیز مفید واقع شود. به‌طوری که امروزه راندمان پمپ‌های گریز از مرکز به پیش از ۹۰ درصد نیز رسانیده شده‌است. عمده‌ترین عوامل از دست رفت ارتفاع در پمپ‌های گریز از مرکز عبارتند از:

۱-۲-۲: از دست رفت ناشی از اصطکاک Friction Loss

همانطوری که در قسمت (۳-۵-۱) اشاره شد، ازدست رفت ناشی از اصطکاک در اثر عبور مایع از درون مجاری (پوسته پمپ) تابعی از دبی بوده که با رابطه (۵-۱) نشان داده شده است.

$$H_f = KQ^n \quad (۵-۱)$$

که در آن n به نوع جریان بستگی داشته (غالباً $n=2$ در نظر گرفته می شود) و K تابعی از طول مسیر مایع در پمپ، شعاع هیدرولیکی (نسبت سطح مقطع جریان مایع به محیط تر شده توسط آن)، سطح مقطع های جریان مایع در پمپ و نسبت آنها و ضریب اصطکاک (و عوامل مؤثر بر روی آن نظیر زبری سطح، ویسکوزیته مایع و...) بستگی دارد.

۲-۲-۲: ازدست رفت ناشی از جریان گردابی (Turbulence)

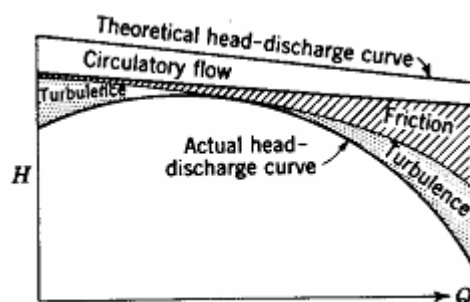
پروانه عبارت است از تعدادی تیغه که به صورت منحنی در آمده تا جریان مایع در پمپ آرام و به دون اغتشاش صورت پذیرد. با افزایش تعداد تیغه ها، هدایت جریان مایع در پمپ بنحو مطلوبتری صورت پذیرفته، در صورتی که با کاهش آن، از دست رفت انرژی در اثر جریان گردابی و گردشی (Circulation) در پروانه افزایش می یابد. همانطوری که بعداً به آن اشاره خواهد شد، زاویه لبه تیغه پروانه تأثیر بسزائی بر روی عملکرد پمپهای گریزازمرکز می گذارد.

در هنگام طراحی پروانه و تعیین زاویه های ورودی و خروجی تیغه های آن، دبی معینی به نام (دبی طراحی) در نظر گرفته شده و به دنبال آن مشخصه های ابعادی پروانه محاسبه و در ساخت آن مورد استفاده قرار می گیرد. بدیهی است که اگر دبی واقعی پمپ با دبی طراحی مغایرت داشته باشد، پمپ نمی تواند رفتاری مشابه با شرایط طراحی داشته باشد، که عوارض آن به صورت مختلف و از جمله بهم خوردن زاویه بردار سرعت نسبی در قسمت های ورودی و خروجی پروانه یا به عبارت دیگر بروز پدیده جریان گردابی خود را نشان می دهد. همانطوری که در شکل (۴-۲) مشاهده می شود میزان جریان گردشی در دو سمت BEP غیر قابل چشم پوشی بوده ولی در BEP به صفر می رسد. اساساً هر گونه انحراف در زوایای ورودی و خروجی مایع در پروانه در مقایسه با زوایای β_1, β_2 یا به عبارت دیگر تغییر بردار سرعت نسبی مایع به پروانه می تواند موجب بروز جریان گردابی شده که اصطلاحاً از دست رفت شوکی (Shock Loss) نیز نامیده می شود.

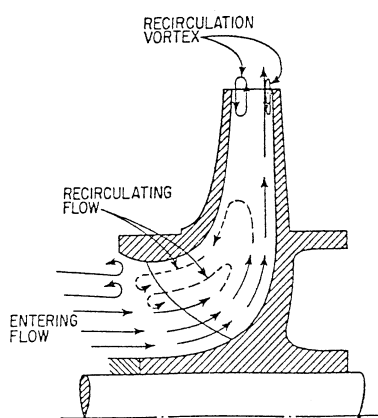
۳-۲-۲: جریان گردشی (Circulatory Flow)

اولر در تحلیل عملکرد پمپهای گریزازمرکز، فرض نمود که تعداد تیغه های پروانه بینهایت باشد. اجرای فرضیه فوق در عمل غیر ممکن بوده و تعداد تیغه های پروانه بین ۳ تا ۱۰ (عموماً ۵ تا ۷) می باشد. کاهش تعداد تیغه های پروانه باعث می شود تا زاویه واقعی بردار سرعت مایع خروجی از پروانه β'_2 نتواند با مقدار فرض شده β_2 یکسان گردد. مغایرت فوق باعث می شود

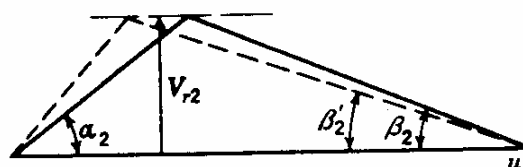
تا مثلث سرعت در لبه خروجی پروانه تغییر کرده (شکل ۲-۵) و مقداری مایع قبل از خروج از پروانه مجدداً به قسمت مکش آن برگشت می‌یابد (شکل ۲-۶).



شکل (۲-۴): از دست رفت ارتفاع در پمپهای گریز از مرکز



شکل (۲-۶): جریان گردشی در مکش پمپ



شکل (۲-۵): تغییر زاویه بردار سرعت مایع

خروجی از پروانه (جریان گردشی)

پدیده فوق می‌تواند باعث کاهش بردار سرعت خروجی از پروانه و نهایتاً کاهش ارتفاع قابل دسترس در پمپهای واقعی در مقایسه با پمپهای ایده‌آل گردد.

بدیهی است در دبی‌های کم به علت بالا رفتن اختلاف فشار بین قسمت‌های مکش و دهش و وجود لقی بین پروانه و پوسته پمپ، میزان جریان گردشی در مقایسه با مواردی که دبی پمپ بیشتر است، زیادتر می‌باشد.

۲-۳: نقطه بهترین راندمان Best Efficiency Point

همانطوری که در شکل (۲-۴) مشاهده می‌شود، در یک نقطه معینی از دبی بهره‌برداری از پمپ، اختلاف فاصله بین دو منحنی واقعی و ایده‌آل که همان از دست رفت ارتفاع در پمپ می‌باشد به حداقل خود رسیده یا به عبارت دیگر راندمان پمپ در این نقطه به حداکثر مقدار خود می‌رسد. این نقطه را (نقطه بهترین راندمان) یا به اختصار BEP می‌نامند. بنابر یکی از اصول اساسی علوم مهندسی (هر ماشین هنگامی دارای حداکثر راندمان است که در شرایط طراحی خود به کار گرفته شود). بنابراین BEP را می‌توان همان نقطه طراحی (Design Point) پمپ دانست. هرچند که به لحاظ ویژگی‌های خاص جریان گردشی و اصطکاک، مقادیر از دست رفت‌های ارتفاع مربوط به

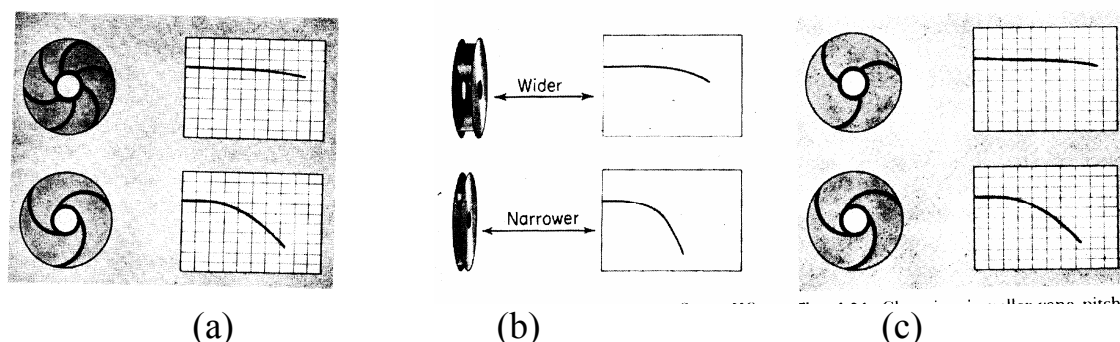
هریک از عوامل فوق در BEP حداقل نمی باشد، ولی به لحاظ کاهش شدید از دست رفت ارتفاع ناشی از پدیده جریان گردابی، کل از دست رفت ارتفاع در پمپ در BEP به حداقل رسیده و به همین خاطر مغایرت ارتفاع تئوریک و واقعی کمترین مقدار خود را نشان می دهد.

۴-۲: تأثیر ویژگیهای پروانه بر روی شکل ظاهری منحنی مشخصه پمپ

شکل ظاهری منحنی مشخصه پمپ، می تواند اطلاعات وسیعی را در زمینه ویژگیهای پمپ و قطعات اصلی آن نظیر پروانه و پوسته در اختیار خریداران قرار دهد. مثلاً تخت یا تیز بودن منحنی مشخصه پمپ می تواند ناشی از ویژگیهای خاصی در طراحی پروانه باشد، که عمده ترین آنها بشرح زیر می باشد:

الف- عرض پروانه:

با افزایش عرض پروانه، دبی پمپ افزایش یافته و منحنی مشخصه آن تخت تر می شود. (شکل ۷a-۲)



شکل (۷-۲): تأثیر ویژگیهای پروانه بر روی منحنی مشخصه پمپ

ب - زاویه خروجی تیغه پروانه:

همانطوری که قبلاً گفته شد، یکی از عوامل مؤثر بر روی منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز زاویه (Pitch) تیغه های آن می باشد. با تیز شدن تیغه ها، منحنی مشخصه پمپ تخت تر می شود (شکل ۷b-۲).

ج - تعداد تیغه ها:

افزایش تعداد تیغه های پروانه موجب تخت شدن منحنی مشخصه پمپ می گردد. حداقل تعداد تیغه های پمپهای گریز از مرکز ۳ عدد بوده و بجز شرایط خاص در اغلب پمپها تعداد تیغه ها را بین ۵ تا ۷ عدد در نظر می گیرند (شکل ۷c-۲).

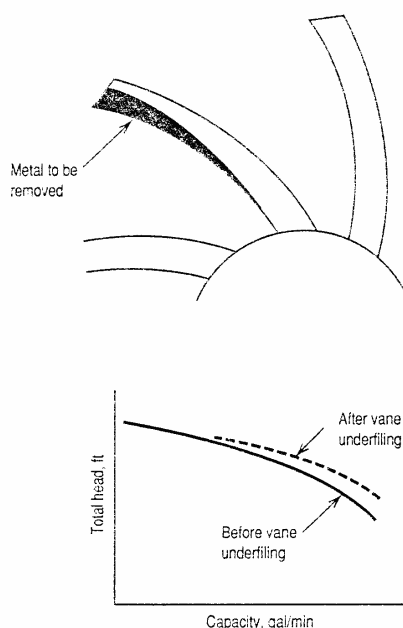
د - تیز کردن لبه تیغه ها:

بارگیری از لبه زیرین تیغه های پروانه که (Underfiling) نامیده می شود می تواند باعث تغییر منحنی مشخصه پمپ گردد (شکل ۸-۲). برحسب شرایط طراحی پروانه، تغییرات ارتفاع پمپ می تواند حتی تا ۱۰ درصد ارتفاع در نقطه BEP و یا نقاط نزدیک به آن صورت پذیرد. لازم به ذکر است که بررسی ویژگیهای پروانه و تأثیر آن بر عملکرد و منحنی های مشخصه پمپهای

گریز از مرکز به کمک پارامتر سرعت مخصوص (Specific Speed) صورت می گیرد که در قسمتهای بعد به طور مفصل بدان اشاره خواهد شد.

۵-۲: از دست رفت انرژی در پمپ

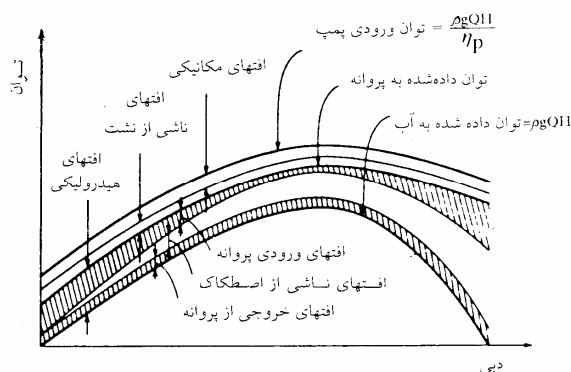
توان داده شده به شافت پمپ را توان ترمزی (Brake Horsepower) یا به اختصار BHP می نامند.



شکل (۲-۸): تأثیر تیز کردن لبه زیرین تیغه ها بر روی منحنی مشخصه پمپ

البته تمامی انرژی فوق مستقیماً به مایع مورد پمپاژ (Water Horsepower) داده نمی شود، بلکه مقداری از آن به لحاظ وجود از دست رفت های هیدرولیکی (جریان گردشی، اصطکاک و پدیده شوک) و بخشی نیز در اثر پدیده های مکانیکی نظیر نشتی، اصطکاک مکانیکی (باطاقانها، آب بندکننده) و اصطکاک دیسکی (Disk Friction) به هدر می رود.

در شکل (۲-۹) از دست رفت انرژی در اثر پدیده های فوق در یک پمپ گریز از مرکز نشان داده شده است.



شکل (۲-۹): از دست رفت انرژی در پمپ

۶-۲: راندمان پمپ

فرض می‌شود که از کل دبی پمپ (Q_t)، مقداری از آن (Q_l) به لحاظ وجود لقی بین لبه نافی چشمه پروانه (Impeller Eye Hub) و پوسته پمپ از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف (چشمه پروانه) برگشت نماید. در این صورت دبی واقعی پمپ (Q_p) برابر است با:

$$Q_p = Q_t - Q_l \quad (۲-۳)$$

بنا بر تعریف راندمان حجمی پمپ برابر است با نسبت دبی واقعی به دبی کل:

$$E_v = \frac{Q_p}{Q_t} = \frac{Q_p}{Q_p + Q_l} \quad (۲-۴)$$

همانطوری که قبلاً گفته شد به لحاظ وجود مغایرت‌هائی بین شرایط بهره‌برداری و شرایط طراحی و حتی به صورت دقیقتر مغایرت با پیش فرضهای اولر، ارتفاع واقعی پمپ (h_p) از ارتفاع تئوریک (h_t) آن کمتر بوده که نسبت آنها را راندمان هیدرولیکی پمپ می‌نامند.

$$E_h = \frac{h_p}{h_t} \quad (۲-۵)$$

راندمان مکانیکی پمپ برابر است با:

$$E_m = \frac{BHP - FHP}{BHP} \quad (۲-۶)$$

که در آن FHP از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک در یاطاقانها، سیستم آب‌بندکننده و اصطکاک دیسکی می‌باشد.

راندمان کلی پمپ عبارت است از نسبت توان داده شده به مایع مورد پمپاژ (WHP) به توان داده شده به شافت پمپ (BHP) که برابر است با حاصلضرب راندمانهای حجمی، هیدرولیکی و مکانیکی.

$$E_p = \frac{WHP}{BHP} = E_v \cdot E_h \cdot E_m \quad (۲-۷)$$

بخش سوم: دسته بندی پمپهای گریزازمرکز

۱-۳: مقدمه

پمپهای گریزازمرکز را می‌توان از دیدگاههای مختلفی دسته بندی کرد که عمده‌ترین آنها عبارت‌است از:

الف: دسته بندی پمپ از نظر ساختار پوسته یا حلزونی.

وظیفه حلزونی در پمپهای گریزاز مرکز جمع آوری مایع خارج شده از پروانه و تبدیل انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل (ارتفاع یا فشار) می‌باشد. پوسته‌ها براساس ساختار آنها به‌صورت پیچکی، افشان و یا توربینی تقسیم می‌شوند.

ب: دسته بندی از نظر ساختار پروانه‌ها

با توجه به اهمیت پروانه در عملکرد پمپها و تنوع زیادی که در این زمینه وجود دارد پروانه‌ها را می‌توان از زوایای مختلفی تقسیم بندی کرد که اهم آنها بشرح زیر می‌باشد:

a: نوع جریان مایع در پروانه: جریان شعاعی (Radial Flow)، جریان محوری (Axial Flow) و جریان مختلط (Mixed Flow)

b: نحوه ورود مایع به درون پروانه: یک یا دو مکش (Single or Double Suction)

c: نحوه پوشش تیغه‌های پروانه: پروانه باز (Open)، پروانه نیمه باز (Semi Open) و پروانه بسته (Closed)

ج: دسته بندی از نظر تعداد مراحل:

در پمپهایی که برای دبی محدود و ارتفاع زیادی طراحی می‌شوند، جهت بالا بردن ارتفاع، پمپ به‌صورت چند مرحله‌ای (Multi Stages) ساخته می‌شوند. تعداد مراحل هر پمپ عبارت‌است از تعداد پروانه‌هایی که به‌صورت سری در داخل پوسته نصب شده اند.

د: دسته بندی از نظر طراحی مکانیکی پوسته

پوسته پمپها را می‌توان از نظر شعاعی و یا محوری ۲ تکه ساخت، که در این صورت آن را ۲ تکه محوری (Axially Split) و یا دو تکه شعاعی (Radially Split) می‌نامند. دسته بندی دیگر پوسته‌ها براساس محور چرخش آنها صورت می‌گیرد که در این صورت پمپ افقی (Horizontal)، عمودی (Vertical) و در مواردی خاصی مورب (Inclined) نامیده می‌شود.

ه: دسته بندی از نظر مجرای ورود مایع به‌درون پمپ

ورود مایع به‌درون پمپ غالباً از طریق لوله‌های مکش صورت می‌گیرد ولی در بعضی از طرحها به‌ویژه پمپهای عمودی ترجیح داده می‌شود که دهانه مکش پمپ درون مایع قرار داده شده باشد. پمپهای عمودی را می‌توان به‌صورت حوضچه خشک (Dry-Pit) و یا حوضچه مرطوب (Wet-Dit) تقسیم کرد.

به هر حال آنچه در این قسمت مورد توجه می باشد، بیشتر رفتار هیدرولیکی پمپ است تا ساختار مکانیکی آن. به همین خاطر پمپهای گریز از مرکز را می توان از نظر رفتار هیدرولیکی که بیشتر به نوع پروانه و پوسته آن بستگی دارد به صورت زیر تقسیم بندی نمود:

الف: پیچکی (Volute)

ب: افشان (Diffuser)

ج: توربینی (Turbine) یا احیائی (Regenerative)

د: جریان محوری (Axial Flow) یا ملخی (Propeller)

ه: جریان مختلط (Mixed Flow)

۲-۳: پمپهای پیچکی Volute Pumps

پمپهای پیچکی متداولترین نوع پمپهای گریز از مرکز می باشند. در این پمپ، مایع از طریق چشمه (Eye) و به صورت محوری (Axially) وارد پروانه شده و به صورت شعاعی (Radially) از پروانه بدخل پوسته (Casing) پمپ رانده می شود. پوسته پمپ طوری طراحی می گردد که مجرای جریان سیال در آن شکل گشاده شونده داشته باشد. حرکت دورانی پروانه موجب افزایش چشمگیر انرژی جنبشی و افزایش جزئی انرژی پتانسیل (فشار یا ارتفاع) مایع می شود. جریان مایع در مجرای گشادشونده پوسته باعث کاهش انرژی جنبشی و نتیجتاً افزایش انرژی پتانسیل (فشار) مایع می گردد.

در شکل (۱-۳) پمپ یک طبقه پیچکی که قسمت مکش در ته آن قرار دارد (End-Suction) و دارای یک لوله مکش می باشد (Single - Suction) با پروانه نیمه بسته نشان داده شده است.

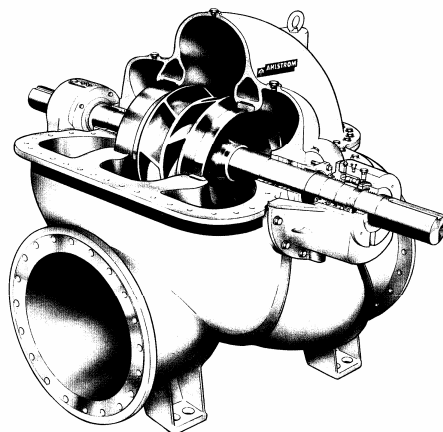


شکل (۱-۳): پمپ پیچکی یک طبقه با یک مکش در قسمت ته آن و پروانه نیمه بسته

یاتاقانهای (Bearings) مورد استفاده در این نوع پمپها بایستی طوری طراحی گردند که قادر به مقاومت در مقابل نیروهای هیدرولیکی ناشی از بالانس نبودن نیروهای هیدرولیکی وارد بر پروانه ها باشند.

در شکل (۲-۳) پمپ پیچکی که دارای دو قسمت مکش می باشد نشان داده شده است. مایع مورد انتقال از دو سمت متقابل پمپ وارد پروانه شده و همین امر موجب متعادل شدن بار

هیدرولیکی واردبر پروانه گردیده و مشکلات مربوط به طراحی یا طاقانها به مقدار زیادی حل می شود. به همین خاطر از این پمپها میتوان برای کار در فشارهای بالاتری در مقایسه با پمپهای بایک مکش استفاده کرد.



شکل (۲-۳): پمپ پیچکی با دو قسمت مکش

وجود دو قسمت مکش باعث کاهش سرعت ورود مایع به درون چشمه پمپ گردیده و نهایتاً موجب کاهش NPSHR می گردد. پمپهای بایک مکش عموماً دارای پوسته تکه ای عمودی (Vertical - Split) می باشند، در عوض پمپهای با دو قسمت مکش غالباً با پوسته تکه ای افقی ساخته می شوند. به هر حال پمپهای افقی با دو قسمت مکش برای انجام تعمیرات به تکنسین های با تخصص بالاتری نسبت به پمپهای با یک قسمت مکش نیاز دارند. جهت کاهش جریان برگشتی از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف پروانه و نهایتاً افزایش راندمان پمپ از حلقه های آب بندی (Seal Ring) و یارینگهای فرسایش (Wear Ring) استفاده می شود.

در پمپهای چند طبقه مایع خروجی از هر طبقه به عنوان ورودی طبقه بعدی عمل نموده و پروانه ها که به صورت سری نصب شده اند، موجب افزایش تدریجی ارتفاع مایع می گردند. پمپهای چند طبقه را نیز می توان با یک یا ۲ قسمت مکش ساخت.

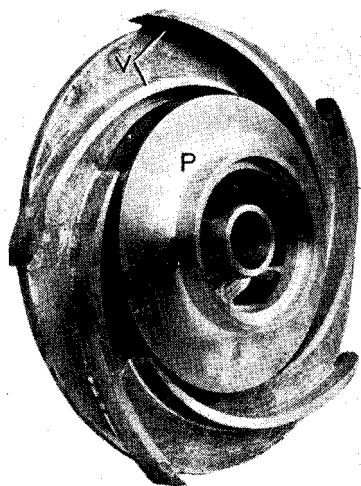
همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، پمپهای بایک مکش از لحاظ هیدرولیکی بالانس نبوده و به همین خاطر در انواع چند طبقه ای، آنها را طوری می سازند، تا دارای تعداد مساوی خروجی در قسمت معکوس (Opposite Direction) باشند. در پمپهای چند طبقه که دارای دو قسمت مکش می باشند، پروانه ها خود بالانس هیدرولیکی بوده و لازم نیست که پروانه ها دارای تعداد مساوی خروجی در جهت عکس هم باشند.

اتصال پمپ به الکتروموتور می تواند به صورت مستقیم، کوپلینگ و یا تسمه ای باشد. در حالت اتصال مستقیم، تراژ نمودن پمپ و الکتروموتور ضروری نبوده و میتوان آن را به هر شکلی در سیستم نصب نمود. در عوض برای پمپهایی که به صورت غیر مستقیم (مثلاً توسط کوپلینگ و یا تسمه) بیکدیگر متصل هستند، تراژ کردن مجموعه بسیار مهم می باشد. مزیت این روش انتقال

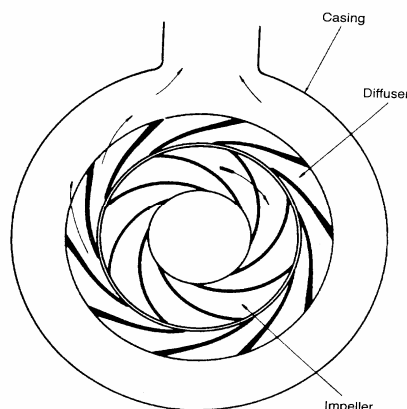
قدرت در این است که تعمیرات پمپ و یا الکتروموتور بدون باز کردن دیگری صورت می گیرد. عموماً از پمپهای اتصال مستقیم برای انتقال مایعات با دمای کمتر از ۹۳ درجه سانتیگراد استفاده می شود.

۳-۳: پمپهای افشان Diffuser Pumps

همانطوری که قبلاً اشاره شد، یکی از عوامل اصلی از دست رفت انرژی (ارتفاع) در پمپهای گریز از مرکز وجود پدیده شوک می باشد که باعث بهم خوردن بردار سرعت جریان مایع در قسمت های ورودی و خروجی پروانه می گردد. بر همین اساس با به کار گیری از تیغه های ثابت (شکل ۳-۳) و یا قابل در آوردن (شکل ۳-۴) که اصطلاحاً افشاننده (Diffuser) نامیده می شود، پدیده شوک به مقدار زیادی در پمپهای پیچکی کاهش داده شده و پمپ پیچکی اصلاح شده را پمپ افشان می نامند.



شکل (۳-۴): تیغه های قابل در آوردن در پمپهای افشان



شکل (۳-۳): پمپ افشان با تیغه های ثابت

کاهش پدیده شوک در پمپهای افشان نه تنها باعث افزایش راندمان پمپ می گردد، بلکه موجب افزایش ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ نیز می شود، به نحوی که اگر زاویه تیغه های پروانه و افشاننده سازگاری لازم را با هم داشته باشند، راندمان این پمپها به بیش از ۹۰ درصد نیز می رسد.

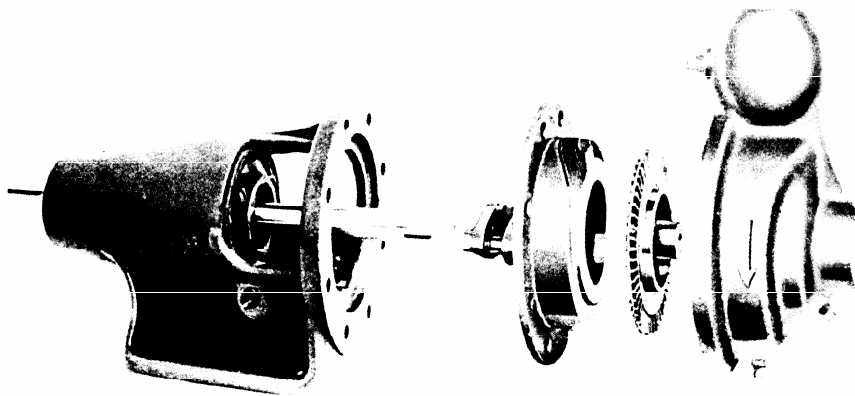
پمپهای افشان غالباً برای ارتفاع زیاد مورد استفاده قرار می گیرند. این پمپها به صورت چند طبقه نیز ساخته می شوند. تعداد طبقات پمپهای افشان در مقایسه با پمپهای پیچکی، برای دست یابی به ارتفاع معین، کمتر می باشد. در آرایش پروانه ها سعی می شود که پروانه ها به صورت مساوی در دو سمت مکش قرار گرفته تا از این طریق بار محوری (Axial Thrust) در آن حذف گردد. علاوه بر آن وجود افشاننده باعث کاهش بار شعاعی (Radial Thrust) نیز می شود، مشکلی که در پمپهای پیچکی بشدت وجود داشته و در مواردی حتی می تواند با ایجاد نوسان بار عمودی باعث بروز پدیده خستگی (Fatigue) در شافت و در نهایت بریدن آن گردد. برای دبی و ارتفاع معین،

پمپهای افشان از پمپهای پیچکی کوچکتر بوده و این امر ناشی از بهبود شرایط جریان مایع در پوسته پمپ ناشی از کاهش عوارض پدیده شوک می باشد. لازم به ذکر است که طراحی صحیح افشاننده اهمیت زیادی داشته و عدم رعایت آن نه تنها باعث بهبود کیفیت پمپ نمی شود، بلکه می تواند بر روی کار آئی پمپ تأثیر نامطلوب نیز به گذارد. به عنوان مثال دور شدن پیش از حد از BEP در این پمپها باعث می شود تا تیغه های افشاننده موجب افزایش شوک و جریان گردابی در پمپ گردیده و پمپ در شرایط نا پایداری کار کند. به عنوان مثال اگر دبی پمپ به میزان ۵ تا ۱۰ درصد دبی طراحی برسد، عوارض پدیده شوک و جریان گردابی در حدی خواهد شد که می تواند ارتفاع ایجاد شده را در حد غیر قابل تصویری کاهش دهد. به همین خاطر منحنی مشخصه این پمپها در منطقه دبی کم (در نزدیکی $Q=0$ یا نقطه بسته بودن شیر خروجی) شکل نزولی (Droop) را گرفته و نمی توان از این پمپها به صورت موازی استفاده کرد. این امر به این معنی نیست که منحنی مشخصه این پمپها شکل نزولی دارند، بلکه با رعایت نکات لازم در طراحی پروانه و افشاننده، انتخاب صحیح زاویه ها، انحناء مناسب تیغه ها و طراحی صحیح جریان مایع در افشاننده می توان مانع از بروز نقیصه فوق در پمپهای افشان شد.

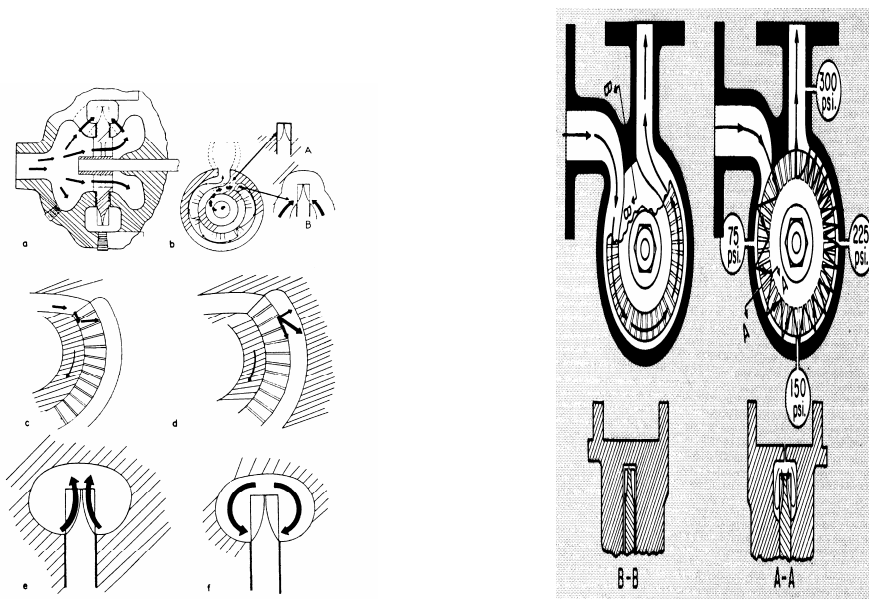
یکی از دیگر معایب پمپهای افشان، پائین بودن انعطاف پذیری آنها می باشد. در پمپهای پیچکی برای سازگار نمودن ظرفیت پمپ با نیازهای سیستم، قطر پروانه را می توان تا ۲۰-۳۰ درصد کاهش داد، بدون آنکه راندمان پمپ در اثر افزایش از دست رفت های هیدرولیکی کاهش چشمگیری نماید. ولی در پمپهای افشان کاهش قطر پروانه در حد فوق دارای عوارض شدیدی بوده که ناشی از بالا رفتن فاصله هوایی بین تیغه های پروانه و افشاننده می باشد، به نحوی که کار آئی پمپ بشدت کاهش می یابد. به همین خاطر حداکثر میزان مجاز برای کاهش قطر پروانه در پمپهای افشان حدود ۱۰-۵ درصد قطر بزرگترین پروانه آن می باشد. در صورت نیاز به کاهش بیشتر قطر پروانه بهتر است که از افشاننده با طراحی جدید و قطر کمتر استفاده شود. با این وجود محاسن به کارگیری از افشاننده در پمپها آنچنان قابل توجه است که از آن برای پمپهای ملخی و توربینی عمودی نیز استفاده می شود.

۳-۴: پمپهای توربینی (احیائی) Turbine (Regenerative) Pumps

در پمپهای توربینی، روش اعمال انرژی و افزایش فشار (ارتفاع) مایع با سایر پمپهای گریز از مرکز تفاوت های زیادی دارد. پروانه این پمپها (شکل ۵-۳) دارای تعدادی تیغه شعاعی بوده که در دو سمت یک قاب (Rim) قرار داشته و در یک محفظه دو جداره (Annular) می چرخد. مایع وارد شده به درون پوسته پروانه جریان یافته و همین امر موجب تعادل هیدرولیکی بار محوری در این پمپها می گردد. چرخش پروانه در محفظه ای بالقوی بسیار کم صورت می پذیرد (شکل ۶a-۳).

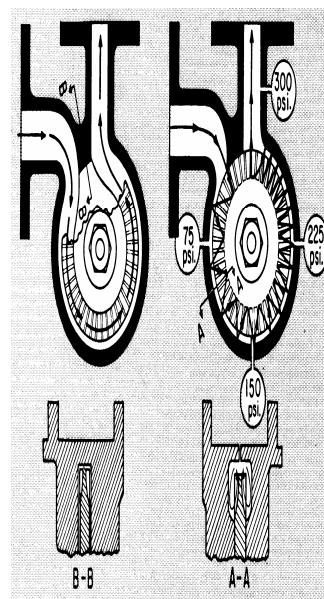


شکل (۳-۵): نمائی از یک پمپ توربینی



شکل (۳-۶): نحوه اعمال فشار

در پمپهای توربینی

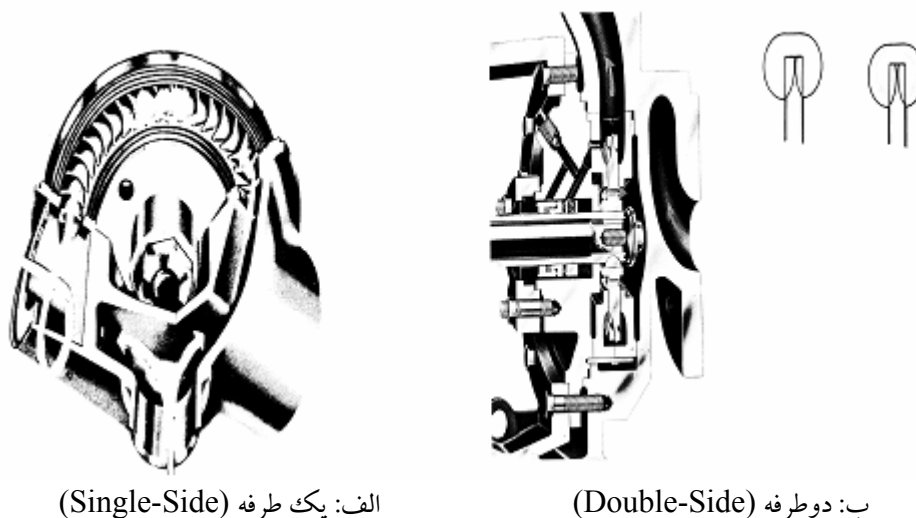


شکل (۳-۷): چگونگی افزایش فشار

در پوسته یک پمپ توربینی

مایع وارد شده به درون پوسته، به فضای بین تیغه‌ها کشیده شده و نیروی گریز از مرکز باعث افزایش انرژی جنبشی مایع می‌شود که در داخل پوسته به انرژی پتانسیل (ارتفاع) تبدیل می‌گردد. هر پوسته مجهز به دیواره جداکننده (Stripper) بوده که دارای لقی بسیار کم می‌باشد (شکل ۳-۶b نقطه A) درست در قسمت پشت این دیواره و در جهت دوران پروانه، مجرای دوقلوی مکش که از داخل دیواره آب‌بندکننده می‌گذرد، داخل محفظه پروانه (نقطه B) می‌شود. تیغه‌های پروانه، مایع خارج شده از مجرای مکش را کشیده و نیروی گریز از مرکز باعث خارج سازی آن از قسمت محیطی پروانه می‌گردد (شکل ۳-۶c). مایع به هنگام ترک تیغه‌های پروانه دارای انرژی جنبشی بیشتری در مقایسه با شرایط ورودی خود به لای تیغه‌ها خواهد بود (شکل ۳-۶b). جریان مایع از درون پوسته با کاهش تدریجی سرعت و افزایش فشار (ارتفاع) همراه خواهد بود. خروج مایع از پروانه و ورود مجدد آن به لای تیغه‌ها در شکل‌های (۳-۶e) و (۳-۶f) نشان داده شده است. از آنجائی که این فرآیند بر حسب نوع طراحی پمپ ۲ تا ۵۰ بار تکرار

می گردد، لذا پمپهای توربینی در مقایسه با پمپهای پیچی با سرعت دورانی و قطر پروانه یکسان، قادر به اعمال فشار (ارتفاع) بیشتری می باشند. در شکل (۳-۷) نحوه افزایش فشار در پوسته یک پمپ توربینی نشان داده شده است. در شکل (۳-۸) جریان مایع در پمپهای توربینی از نوع یک طرفه (Single-Side) و دو طرفه (Double-Side) نشان داده شده است.

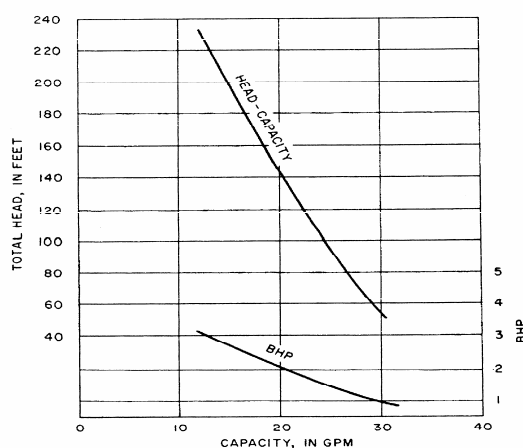


الف: یک طرفه (Single-Side)

ب: دو طرفه (Double-Side)

شکل (۳-۸): جریان مایع در پمپهای توربینی

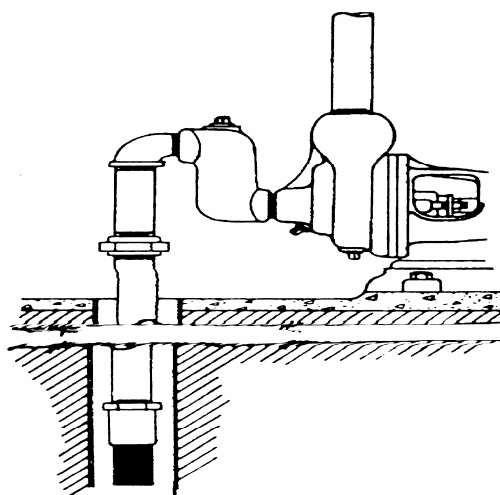
شکل منحنی مشخصه (H-Q) پمپهای توربینی به لحاظ تیز بودن، شباهت زیادی به منحنی مشخصه پمپهای با سرعت مخصوص بالا را دارد که در شکل (۳-۹) نشان داده شده است. مصرفی در این پمپها نیز با کاهش دبی افزایش می یابد به طوری که در نقطه $Q=0$ به حداکثر خود می رسد.



شکل (۳-۹): منحنی مشخصه پمپهای توربینی

راندمان این پمپها در مقایسه با سایر پمپهای گریز از مرکز کمتر بوده ولی از آنجائی که در دبی کم قادر به اعمال ارتفاع زیاد بوده و در ضمن می توان آن را به صورت چند طبقه ساخت، لذا برای مواردی که لازم باشد پمپ در دبی کم، ارتفاع زیادی اعمال نماید، پمپ مناسبی می باشد. ارتفاع قابل دسترس در پمپهای توربینی کوچک (با دبی کمتر از ۲۵ متر مکعب در ساعت) نزدیک به

۱۵۰ تا ۱۸۰ متر بوده و در طرحهای خاصی با دبی تا ۴۵ متر مکعب در ساعت ارتفاع قابل دسترس توسط آن به ۳۶۰ تا ۴۶۰ متر نیز می‌رسد. البته امروزه با ساخت پمپهای گریز از مرکز چند مرحله‌ای با توجه به قیمت کمتر و راندمان بهره‌برداری بالاتر، می‌توان جایگزین مناسب‌تری را برای پمپهای توربینی پیدا کرد. از آنجائی که پمپهای توربینی برای دبی کم ساخته می‌شوند لذا NPSHR آنها بسیار کم می‌باشد. وجود مایع در فضای بین پروانه و دیواره جداکننده و کم بودن لقی بین قطعات باعث می‌شود تا این پمپ دارای خاصیت خود هواگیری (Self-Priming) باشد. این امر با تخلیه هوا از خط لوله مکش و نگهداری مایع در هنگام خاموش بودن در تله ای که در پمپ جاسازی شده است صورت می‌گیرد (شکل ۱۰-۳). وجود مجرای گشاده شونده در قسمت خروجی پمپ باعث کاهش سرعت مایع خروجی از پمپ و جدا سازی گاز از مایع می‌شود.



شکل (۱۰-۳): تله نگدارنده مایع در پمپهای توربینی

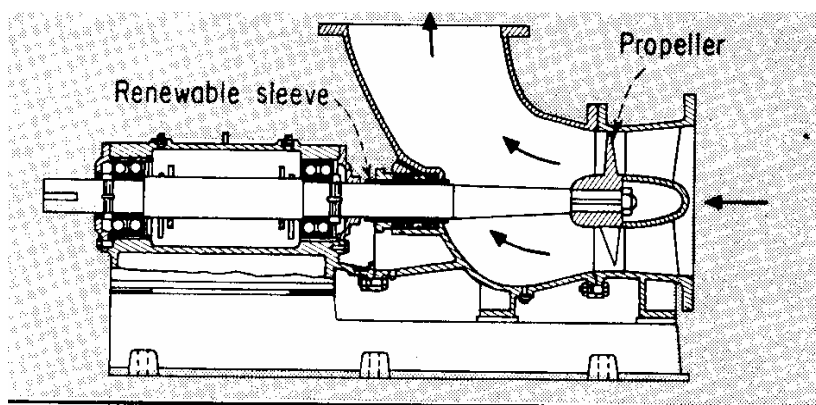
از آنجائی که بهره‌برداری مناسب از پمپهای توربینی منوط به حفظ لقی بین پروانه و دیواره پوسته می‌باشد، لذا این پمپها برای جابجائی مایعات دارای خاصیت خوردگی و حاوی ذرات جامد و معلق مناسب نمی‌باشند. خاصیت خوردگی و یا سایش مایع مورد پمپاژ باعث افزایش لقی قطعات گردیده که بنوبه خود موجب افزایش جریان گردشی و کاهش کارآئی پمپ می‌گردد. به همین خاطر استفاده از این پمپها فقط برای مایعات غیر خورنده و فاقد ذرات جامد و معلق توصیه گردیده و بهتر است که در قسمت مکش آن توری با دانه بندی (Mesh 40) نصب شود. حساسیت بیش از حد این پمپها در مقایسه با پمپهای گریز از مرکز به رعایت لقی مورد نیاز باعث می‌شود تا به بازرسی و تعمیر و نگهداری بیشتری نیاز داشته باشد، در صورت افزایش لقی باید نسبت به ترمیم و یا تعویض قطعات آسیب دیده و یا تغییر واشری که میزان لقی را تضمین می‌کند، اقدام شود. با نصب یک شیر آزاد کننده (Relief Valve) در قسمت خروجی پمپهای توربینی می‌توان از افزایش بیش از حد فشار خروجی جلوگیری کرد. اگر فشار در قسمت دهش

پمپ از حداکثر مورد نیاز تجاوز کند، شیر آزاد کننده با برگشت مایع از قسمت دهش به مکش پمپ مانع از آسیب رسیدن به پمپ توربینی می گردد.

ویسکوزیته مایع مورد جابجائی توسط پمپهای توربینی نبایستی از ۲۵۰ SSU (حدود ۴۸ سانتی استوک) بیشتر باشد. پمپاژ مایعات با ویسکوزیته بالاتر موجب کاهش شدید راندمان پمپ گردیده و عملاً استفاده از این پمپها منتفی می باشد.

۵-۳: پمپهای جریان محوری (ملخی) (Axial Flow or Propeller) Pumps

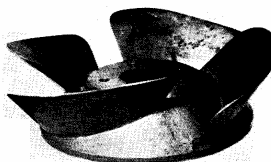
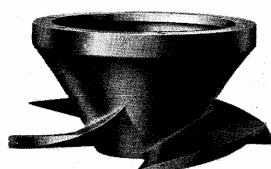
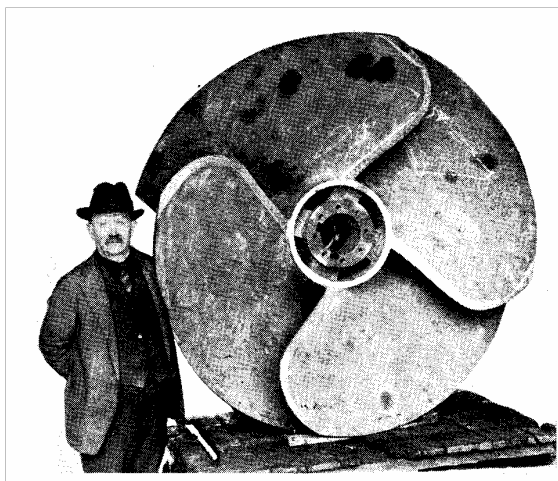
پمپهای ملخی، گاهی اوقات پمپ جریان محوری (Axial Flow) یا جریان مستقیم (Straight Flow) نیز نامیده می شوند. چرا که در این پمپها مایع بموازات محور پمپ در داخل پروانه و پیوسته جریان می یابد. به عبارت دیگر مؤلفه بردار سرعت مایع در پروانه بیشتر در جهت محور پروانه بوده تا در راستای شعاع آن. نمونه ای از پمپهای ملخی در شکل (۱۱-۳) نشان داده شده است.



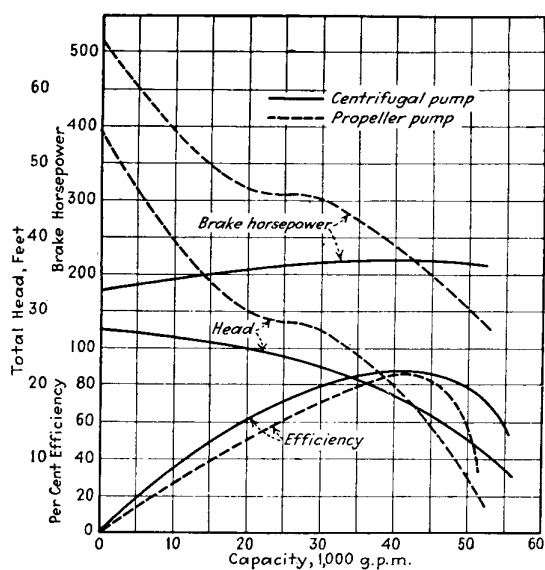
شکل (۱۱-۳): نمونه ای از یک پمپ ملخی

پمپهای ملخی (جریان محوری) دارای سرعت مخصوص $N_s > 160$ (در سیستم متریک) بوده و به همین خاطر شکل پروانه ها طوری است که بیشتر در جهت اعمال دبی عمل می کند تا اعمال ارتفاع (فشار).

در شکل (۱۲-۳) نمونه ای از پروانه مورد استفاده در پمپهای ملخی نشان داده شده است. برخلاف سایر انواع پمپهای گریزاز مرکز در این نوع پمپها، به مجرای پیچکی نیازی نمی باشد. به هر حال تیغه های افشاننده در قسمت خروجی پمپ قرار داشته و باعث حذف حرکت چرخشی (Swirl) داده شده به سیال توسط پروانه ملخی می شود. منحنی مشخصه یک پمپ ملخی همراه با منحنی مشخصه یک پمپ پیچکی در شکل (۱۳-۳) نشان داده شده است. همانطوری که از شکل فوق پیداست، پمپهای پیچکی دارای منحنی مشخصه $(H-Q)$ نسبتاً مسطح بوده، در صورتی که در پمپهای ملخی با کاهش دبی جریان، ارتفاع قابل دسترس با شدت زیادی افزایش می یابد. به عبارتی دیگر با افزایش دبی جریان، ارتفاع قابل دسترس با شدت کاهش می یابد.

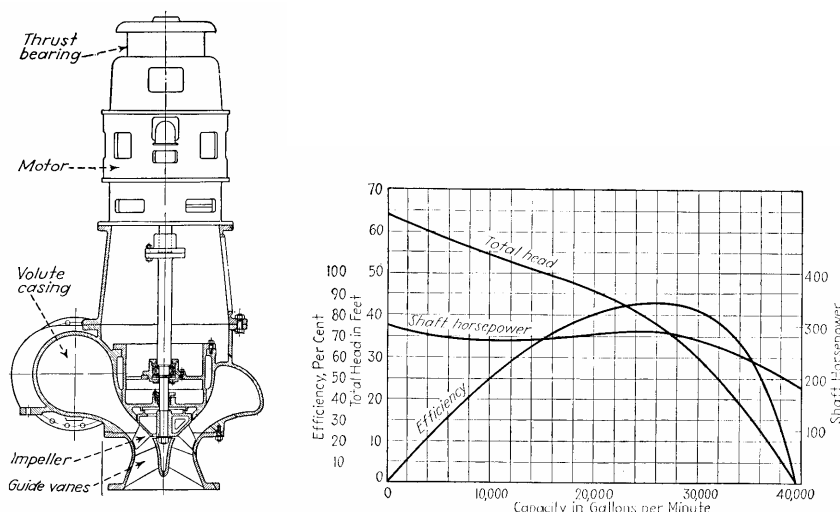


شکل (۱۲-۳): انواع پروانه‌های مورد استفاده در پمپهای ملخی



شکل (۱۳-۳): مقایسه منحنی مشخصه پمپهای ملخی و پیچی

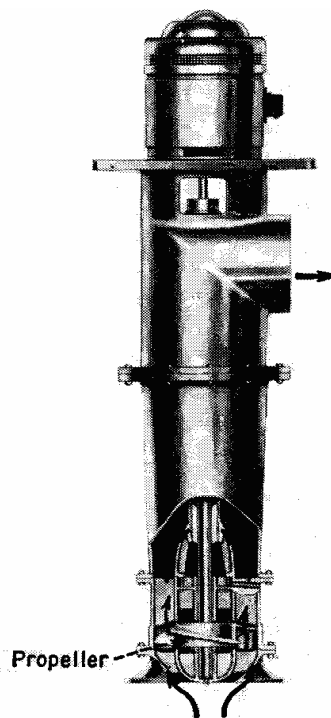
این دوپمپ برای کار در ارتفاع ۱۷ فوت و دبی ۴۲۰۰۰ گالن در دقیقه طراحی شده اند (چون در این نقطه هر دو پمپ دارای حداکثر راندمان ۸۳٪ می باشند) و توان مصرفی در هر دو پمپ ۲۲۰ اسب بخار است. در ارتفاعات کمتر از ۱۷ فوت، ارتفاع و راندمان در پمپهای پیچکی با شیب بیشتری نسبت به پمپ ملخی کاهش می یابد. مسئله دیگری که بایستی مورد توجه قرار گیرد محدوده کار (کار با راندمان مطلوب) در انواع پمپهاست. به عنوان مثال پمپ پیچکی مورد نظر در ظرفیت های ۵۰۰۰ - ۳۰۰۰۰ گالن در دقیقه دارای راندمان ۸۰٪ و یا بیشتر بوده در صورتی که پمپهای ملخی همین شرایط راندمان را در یک دامنه محدودتری از ظرفیت (۳۷۰۰۰ - ۴۵۰۰۰ گالن در دقیقه) دارا می باشد. در شکل (۱۴-۳) منحنی مشخصه یک پمپ ملخی که به صورت عمودی بوده و در سرعت زیاد و با پروانه ای با تیغه طراحی گردیده نشان داده شده است



شکل (۱۴-۳): منحنی مشخصه یک پمپ ملخی عمودی

بالاترین راندمان این پمپ در ارتفاع ۳۷ فوتی و دبی ۲۶۰۰۰ گالن در دقیقه بوده و توان مصرفی در آن ۲۸۰ اسب بخار است. ارتفاع فوق خارج از توانایی پمپهای ملخی قرار دارد که عموماً در ارتفاع زیر ۳۰ فوت کار می کنند. در دبی صفر (شیر خروجی بسته)، ارتفاع قابل دسترس ۶۴ فوت و توان مصرفی آن ۳۰۰ اسب بخار است. این امر نشان می دهد که این پمپ فقط می تواند در شرایط موقتی با شیر خروجی بسته کار کند. این در حالی است که پمپهای پیچکی قادرند تحت همین شرایط در دوره طولانی تری با شیر بسته و بدون وارد شدن بار اضافی بر الکتروموتور کار کنند. در حالت کلی شکلهای (۱۳-۳) و (۱۴-۳) بیانگر این امر می باشد که این نوع پمپها برای کار در ارتفاع کم مناسب می باشند. پمپهای ملخی عموماً به صورت عمودی مورد استفاده قرار می گیرند این نوع پمپها به صورت فشرده (Compact) ساخته شده و در منبع مکش نصب می شوند تا مشکل هواگیری (Priming) نداشته باشند. نصب آن غالباً به صورتی است که در

داخل مایع سیال قرار میگیرند (Wet Pit) که نمونه ای از آن در شکل (۳-۱۵) نشان داده شده است.



شکل (۳-۱۵): یک پمپ ملخی مخصوص چاه عمیق قابل نصب در داخل منبع مایع

مشکل کار در دبی کم توسط این پمپ را میتوان با استفاده از پروانه های ملخی با تیغه های قابل تنظیم (Adjustable Blade Propeller) برطرف نمود. تیغه ها طوری تنظیم می گردند که مشخصات کار در سیستم با ویژگی های پمپ سازگاری داشته باشند.

ارتفاع قابل دسترس در این پمپها حداکثر به ۴۰ فوت می رسد به همین لحاظ از این پمپها برای مواردی که ارتفاع کم و آبدهی زیاد مورد نظر باشد استفاده می شود. کشیدن آب از روضانه ها (Drainage)، انتقال فاضلاب، تخلیه آب جمع شده در اثر سیل، آبیاری (Irrigation)، و سایر موارد مشابه نمونه هایی از مصرف این نوع پمپها در صنایع و بالاخص در امور کشاورزی می باشد.

۳-۶: پمپهای جریان مختلط Mixed - Flow Pumps

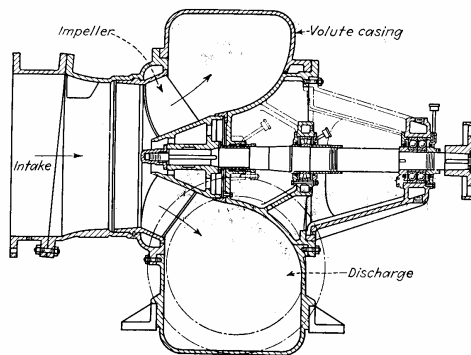
همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، پمپهای پیچکی مایع را به طور شعاعی از پروانه ها خارج ساخته و پمپهای ملخی همین کار را در جهت محور پروانه انجام می دهند. به عبارت دیگر پمپهای جریان شعاعی برای دست یابی به ارتفاع زیاد مناسب می باشند در صورتی که پمپهای جریان محوری بیشتر برای اعمال دبی مناسب بوده و قابلیت اعمال ارتفاع (فشار) در آن پائین می باشد. در بسیاری از موارد شرایط کار ایجاب می کند که پمپ مورد استفاده در هر دوزمین (اعمال ارتفاع و دبی) از وضعیت مطلوبی برخوردار باشد. ادغام ویژگی های پمپهای پیچکی و ملخی و یا به عبارتی دیگر طراحی پروانه به شکلی که هر دو قابلیت فوق را دارای باشد زمینه ساخت پمپهای جریان مختلط را مهیا نموده است. در شکل (۳-۱۶) نمونه ای از پروانه جریان مختلط نشان داده

شده است. از پروانه‌های جریان مختلط غالباً در پمپهای چاه عمیق و یا پمپهای توربینی استفاده می‌شود.



شکل (۳-۱۶): نمونه ای از یک پروانه جریان مختلط

سرعت مخصوص پمپهای جریان مختلط حدود $80 < N_s < 160$ می‌باشد. در شکل (۳-۱۷) نمونه ای از پمپهای جریان مختلط نشان داده شده است.



شکل (۳-۱۷): نمونه ای از یک پمپ جریان مختلط

بخش چهارم : پروانه‌ها (Impellers)

۱-۴: انواع پروانه‌ها

وظیفه پروانه در پمپهای گریز از مرکز انتقال انرژی از شافت به مایع مورد پمپاژ بوده تا انرژی جنبشی مایع افزایش یابد. این عمل توسط تیغه‌ها (Vanes) صورت می‌گیرد. تیغه‌های پروانه تنها قطعه پمپ بوده که قادر به افزایش انرژی مایع می‌باشند و سایر قطعات پمپ، حتی آنهایی که وظیفه تبدیل انرژی رابعه‌ده دارند (نظیر پوسته)، مصرف کننده انرژی هستند. به همین خاطر پروانه رامیتوان مهمترین قطعه پمپهای گریز از مرکز دانست. البته با توجه به افزایش تدریجی سطح مقطع جریان مایع در بین تیغه‌های پروانه، بخشی از انرژی جنبشی در همین قسمت به انرژی پتانسیل (فشار) تبدیل می‌شود (شکل ۵-۹). پروانه‌ها رامیتوان به صورت‌های مختلفی تقسیم بندی کرد که عمده‌ترین آنها عبارتند از:

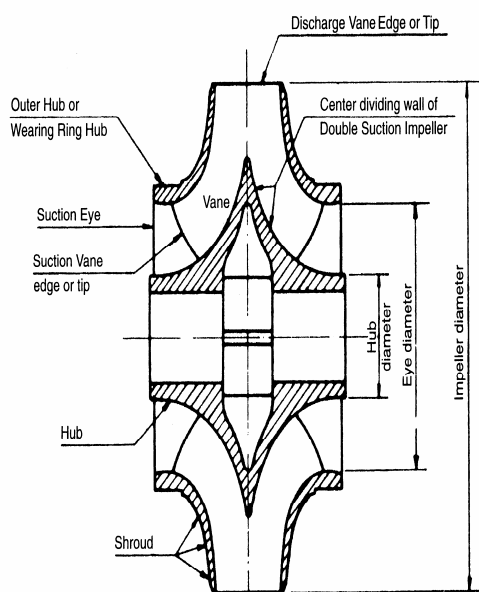
۱- نحوه نصب بر روی شافت.

۲- آرایش ورودی (مکش) مایع به درون پروانه

۳- شکل تیغه‌ها.

۴- نحوه محصور کردن تیغه‌ها.

قبل از ورود به بحث پروانه‌ها نخست لازم است که با اصطلاحات مربوط به پروانه آشنا شد. باتوجه به شکل (۱-۴)، مایع از درون چشمه مکش (Suction Eye) که دارای کمترین سطح مقطع تا قبل از تیغه‌ها می‌باشد وارد پروانه شده و بعد از عبور از کانالهایی که توسط تیغه‌ها و جداره پوشش دهنده تیغه‌ها (Shroud & Hub) شکل داده است، در قسمت لبه خروجی (Discharge Tip) از پروانه خارج می‌شود.



شکل (۱-۴): قسمت‌های مختلف یک پروانه با دو مکش

انتقال گشتاور از پروانه به تیغه‌ها توسط نافی (Hub) صورت می‌گیرد. نشت مایع از قسمت فشار قوی (دهش) به قسمت فشار ضعیف (مکش) به کمک کاهش لقی (Clearance) جداره بیرونی پروانه و یا حلقه سایشی (Wear Ring) کنترل می‌شود.

تقسیم بندی پروانه‌ها براساس نحوه نصب آن بر روی شافت یک نگرش مکانیکی می‌باشد. اگر پروانه در یکسر شافت نصب شده و شافت به‌طور کامل از چشمه پروانه خارج نشود، پروانه را آویزان (Overhung) می‌نامند. این نحوه قرار دادن پروانه بر روی شافت از نظر هیدرولیکی ایده آل می‌باشد، چرا که موجب کاهش سطح مقطع مفید چشمه پروانه نمی‌گردد. اگر شافت از درون چشمه پروانه عبور کند، روش نصب را عبوری (Shaft Through Eye) می‌نامند. این روش موجب کاهش سطح مقطع مفید جریان مایع از درون چشمه پروانه گردیده و به همین خاطر لازم است که سطح مقطع چشمه پروانه در مقایسه با روش آویزان بزرگتر در نظر گرفته شود. افزایش سطح مقطع چشمه پروانه موجب افزایش خالص فشار مثبت مورد نیاز در قسمت مکش (NPSHR) خواهد شد که چندان مطلوب نمی‌باشد. علاوه بر آن با افزایش نسبت قطر چشمه پروانه به قطر پروانه، راندمان پمپ کاهش می‌یابد، چرا که موجب کاهش طول تیغه‌ها و افزایش بار وارده بر آن در هنگام انتقال انرژی می‌گردد.

پروانه‌ها می‌توانند دارای یک یا دو مکش (یک یا دو چشمه) باشند. در پمپ‌های با پروانه از نوع دو مکش، پوسته طوری طراحی می‌شود که مایع ورودی به دهانه پمپ (Nozzle)، از طریق دو کانال جدا گانه که درون پوسته وجود دارد به چشمه‌های پروانه برسد. استفاده از هریک از طرح‌های فوق به شرایط مورد نظر در بهره‌برداری از پمپ بستگی دارد.

مثلاً اغلب پمپ‌های کوچک، پوسته دوتکه شعاعی از نوع افقی و یا عمودی دارای پروانه با یک مکش بوده، در صورتی که در پمپ‌های متوسط و بزرگ بدو دلیل از پروانه بادو مکش استفاده می‌شود. اولاً در دبی مشخص در مقایسه با پمپ‌های با یک مکش دارای (NPSHR) کمتری بوده، ثانیاً بار محوری (Axial Thrust) در آن کاهش یافته و به همین خاطر یاطاقانهای مخصوص بار محوری در آن کوچکتر می‌باشد. اغلب پمپ‌های چند مرحله‌ای دارای پروانه با یک مکش می‌باشند، تا از این طریق پیچیدگی ساختمانی آن کاهش یابد. طراحی و آرایش تیغه‌ها را می‌توان به ۴ دسته تقسیم کرد:

الف: تیغه‌های تخت (Plain) (شکلهای ۲-۴ و ۹-۴ تا ۱۱-۴). این تیغه‌ها فقط دارای یک انحنا بوده و سطح تیغه‌ها موازی محور دوران می‌باشد.

ب: در پروانه‌های با تیغه فرانسس (Francis)، تیغه‌ها دارای دو انحنا هستند (شکلهای ۳-۴ تا ۵-۴) که عموماً برای پمپ‌های با سرعت مخصوص کم $30 < N_s < 80$ در سیستم SI (معادل ۱۵۰۰ تا ۲۰۰۰ در سیستم آمریکائی) مورد استفاده قرار می‌گیرند.

ج: اگر بردار سرعت مایع در تیغه‌ها دارای دو مؤلفه باشد، پروانه را جریان مختلط (Mixed-Flow) می‌نامند. این پروانه‌ها عموماً در پمپهای بایک مکش و سرعت مخصوص $80 < N_s < 160$ در سیستم SI (معادل ۴۲۰۰ تا ۸۴۰۰ در سیستم آمریکائی) مورد استفاده قرار می‌گیرند.

د: اگر مؤلفه شعاعی بردار سرعت مایع در پروانه ناچیز باشد (پروانه‌های با سرعت مخصوص $160 < N_s$) پروانه جریان محوری (Axial-Flow) و یا ملخی (Propeller) نامیده می‌شود (شکل ۷-۸). در این پروانه مایع تقریباً بموازات شافت پمپ جریان می‌یابد. رابطه شکل پروانه با سرعت مخصوص در شکل (۸-۸) نشان داده شده است. دسته بندی پروانه‌ها براساس شکل تیغه‌ها به صورت قراردادی می‌باشد، چرا که انواع پروانه‌ها را می‌توان در پمپهای مختلف به کار گرفت. به عنوان مثال پروانه‌های مورد استفاده در پمپهای با یک یا دو مکش با سرعت مخصوص کم طوری ساخته می‌شوند که تیغه‌ها تا درون چشمه پروانه کشیده شده باشند، این امر باعث می‌شود تا یک جریان مختلط در چشمه پروانه با کمترین از دست رفت انرژی در سرعت‌های دورانی بالا برقرار شده ولی خروج مایع از پروانه بروی سطوح تخت تیغه‌ها صورت پذیرد.

در پمپهای با سرعت مخصوص بالاتر که برای دبی زیاد و ارتفاع کم مورد استفاده قرار می‌گیرند، تیغه‌ها در طول خود دارای دو انحناء هستند. پروانه‌های جریان مختلط که غالباً برای پمپهای با یک مکش استفاده می‌شوند، را می‌توان نیمی از یک پروانه با تیغه‌های فرانسيس با دو قسمت مکش تلقی کرد.

مجاری تیغه‌ها را برحسب پوشش آن توسط صفحات جانبی می‌توان به سه دسته باز، نیمه باز، و بسته تقسیم بندی کرد. در پروانه‌های باز (شکل ۶-۴ و ۹-۸) تیغه‌ها فقط به نافی پروانه (Hub) متصل شده اند. نشی از کناره تیغه‌ها توسط کاهش لقی محوری پوسته و در پوش (Cover) کاهش داده می‌شود.

این طرح دارای دو محدودیت مکانیکی می‌باشد: اولاً تیغه‌ها از نظر مقاومت مکانیکی ضعیف شده و لازم است که تا حدودی توسط صفحات نگهدارنده تقویت شوند، ثانیاً جهت بهره‌برداری در شرایط اقتصادی مطلوب لازم است پوسته و یا صفحه درپوش آن قابلیت تنظیم داشته تا به کمک آن بتوان لقی را در حد مناسب تنظیم کرد. باطراحی مطلوب تیغه‌های پروانه باز، پمپ قادر است مایعات حاوی مقدار قابل قبولی از ذرات جامد را بدون ایجاد هر گونه گرفتگی در مجاری جریان مایع بین پروانه و پوسته، جابجا نماید.

با در نظر گرفتن محدودیتهای فوق، از پروانه‌های باز فقط در موارد خاصی که مایع حاوی ذرات جامد است استفاده می‌شود. در پروانه‌های نیمه باز (شکل ۱۰-۸) سمت پشتی آن توسط صفحه نگهدارنده پوشش داده شده است. با اجراء این اصلاحیه، محدودیت مکانیکی مربوط به پروانه‌های

باز به مقدار زیادی رفع گردیده و مقاومت تیغه‌ها ولقی بین پروانه و پوسته با تنظیم روتور به مقدار قابل قبول رسانیده می‌شود. صفحه پشت تیغه‌ها غالباً در سمت محفظه آب‌بند کننده (Stuffing Box) قرار داده می‌شود (شکل ۱۱-۴) تا از این طریق اولاً فشار سمت محفظه آب‌بند کننده کاهش داده شده و ثانیاً در فضای بین صفحه پشتی تیغه‌ها و پوسته عاری از مواد جامد باشد. اگر صفحه نگهدارنده تیغه‌ها دارای سوراخهای تعادل در قسمت لبه‌های ورودی تیغه‌ها باشد، تیغه‌های خارج کننده مایع موجب کاهش نشتی مایع به قسمت مکش پمپ می‌گردد. از پروانه‌های نیمه باز برای مواردی که مواد معلق درون مایع نسبتاً کم باشند استفاده می‌شود. این پروانه‌ها در شرایط سخت بهره‌برداری در صنایع شیمیائی، کاغذ سازی، انتقال فاضلاب بشدت مورد توجه می‌باشند. جدا از شرایط مطلوب در مقابل گرفتگی مواد جامد در پوسته پمپ که توسط این پروانه بنحو مطلوب حل شده‌است، لقی مجاز برای سایش یا به عبارت دیگر کار آئی پمپ را می‌توان بدون باز کردن پمپ در حد قابل قبول نگهداشت. پروانه‌های بسته (شکل‌های ۲-۴ تا ۵-۴) دارای دو صفحه نگهدارنده در دو سمت تیغه‌ها بوده و همین امر نشت مایع از لبه تیغه‌ها را تقریباً منتفی می‌سازد. البته در مواردی که پمپ برای انتقال مایعات در فشار بالا مورد استفاده قرار می‌گیرد، سعی می‌شود با اعمال گرفتگی از طریق کاهش لقی (توسط رینگ سایشی) میزان نشتی از قسمت دهش به قسمت مکش پمپ به حداقل رسانیده شود.

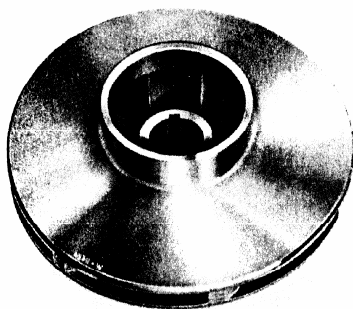
برای اکثر پمپها مگر در اندازه‌های کوچک، پروانه‌های بسته در مقایسه با دونوع باز و نیمه باز دارای راندمان بالاتری بوده و استفاده از آن اقتصادی‌تر می‌باشد. علت این امر حساسیت دونوع پروانه فوق نسبت به رعایت لقی در حد فاصل بین پروانه و پوسته بوده و همین امر باعث می‌شود تا پمپهایی که در آن از پروانه‌های باز و نیمه باز استفاده می‌شود از پیچیدگی و دقت بالاتری برخوردار باشند. البته این امر به معنی عدم حساسیت پروانه‌های بسته نسبت به نشتی داخلی نمی‌باشد، ولی به هر حال به علت بسته بودن آن، نشتی مایع از قسمت فشار قوی به قسمت فشار ضعیف را به لحاظ وجود دو صفحه پوشش دهنده تیغه‌ها به مقدار زیادی کاهش می‌دهد. این امر تنها نیاز به رعایت کنترل لقی در محیط خارجی پروانه با پوسته داشته و کنترل لقی محوری چندان ضروری نمی‌باشد. با توجه به ویژگیهای فوق، در طراحی پمپهای گریز از مرکز سعی می‌شود که حتی الامکان از پروانه‌های بسته به ویژه برای جابجائی مایعات تمیز استفاده شود. این پروانه‌ها در مقایسه با دونوع دیگر پروانه نسبتاً کوچکتر و ارزانتر بوده، و در پمپهایی که لقی در آن غیر قابل تنظیم باشد، کنترل لقی با تعویض قطعات فرسوده صورت می‌گیرد.

۲-۴: طرح‌های مخصوص

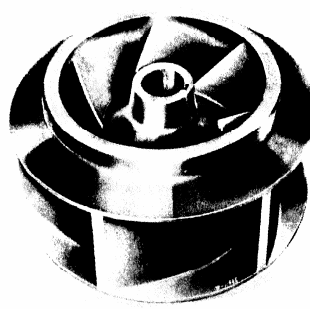
از آنجائی که پمپهای گریز از مرکز برای شرایط بسیار متنوعی در صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرند، به همین خاطر برحسب ویژگیهای مورد نظر، پروانه‌های آن در طرح‌های گوناگون

ساخته می‌شوند.

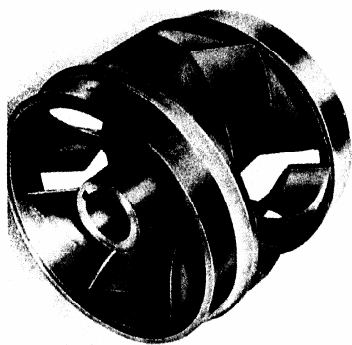
مایعات حاوی ذرات جامد، می‌توانند به سرعت موجب گرفتگی مجاری پروانه‌ها گردند. در چنین مواردی راه حل مناسب تر برای رفع مشکل، استفاده از پروانه‌های بسته با کانالهای داخلی وسیع و ضخیم میباشد (شکل ۴-۱۲) که اصطلاحاً پروانه غیر قابل گرفتگی (Nonclog) نامیده می‌شود. در پمپهای با قطر دهانه خروجی تا اندازه ۱۶-۱۲ اینچ پروانه دارای ۲ تیغه بوده و پمپهای بزرگتر دارای حداکثر ۳ تا ۴ تیغه می‌باشند. اگر میزان مواد جامد در مایع مورد پمپاژ آنقدر زیاد باشد که نتوان با پروانه غیر قابل گرفتگی آنرا پمپاژ کرد از پروانه‌های جریان آزاد (Free - Flow) یا القائی مغشوش (Induced Vortex) استفاده می‌شود (شکل ۴-۱۳). این پروانه در قسمت عقب پوسته جاگذاری می‌شود تا جریان مایع براحتی صورت پذیرد. پروانه فوق دارای شکلی ساده با تیغه‌های شعاعی بوده و به صورت نیمه باز ساخته می‌شود.



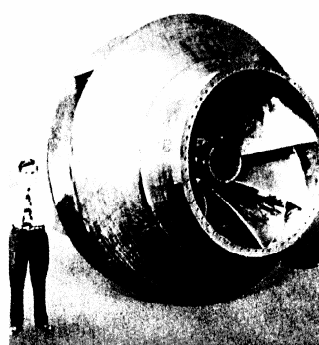
شکل (۴-۲): پروانه بسته با یک مکش و تیغه‌های تخت



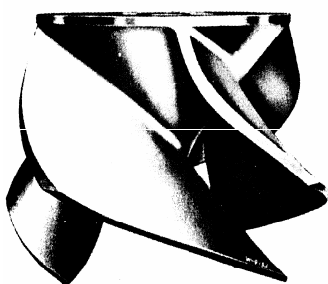
شکل (۴-۳): پروانه بسته با دو مکش و تیغه‌های فرانسویس



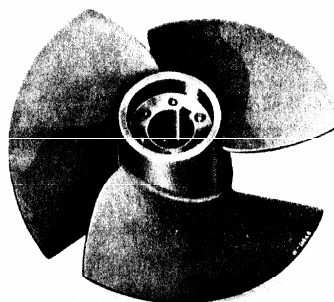
شکل (۴-۴): پروانه بسته، با دو مکش و تیغه‌های تیغه‌های فرانسویس و سرعت مخصوص زیاد



شکل (۴-۵): پروانه بسته، یک مکش، تیغه فرانسویس با سرعت مخصوص کم



شکل (۴-۶): پروانه باز از نوع جریان مختلط



شکل (۴-۷): پروانه جریان محوری

ارتفاع مورد نیاز با انتقال گشتاور در پمپ اعمال می‌شود. مایع با گشتاور کم در قسمت نافی وارد پروانه شده و شتاب آن توسط پروانه افزایش می‌یابد و با اعمال انرژی به مایع گشتاور آن افزایش داده می‌شود. راندمان این پروانه‌ها کم بوده ولی مشخصه‌های رفتاری آن شبیه پروانه‌های نیمه باز می‌باشد.

پروانه‌های بسته که برای مایعات حاوی لجن مورد استفاده قرار می‌گیرند دارای تیغه‌های ساده و ضخیم با صفحات نگهدارنده مقاوم بوده تا در اثر سایش زود فرسوده نشود. جهت محدود کردن میزان نشتی داخلی و جریان آزاد مایع، صفحه جلویی پروانه دارای تیغه‌های خارج کننده مایع می‌باشد (شکل ۱۴-۴).

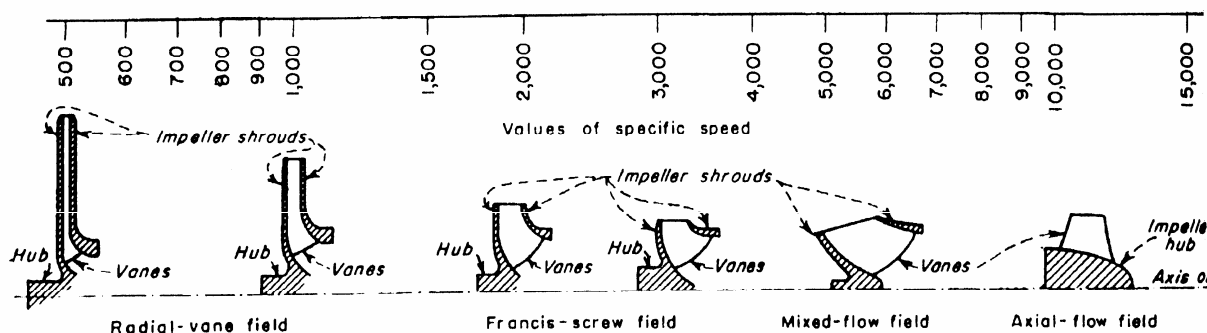
برای مواردی که پروانه با ارتفاع زیاد (بیشتر از ۲۰۰ متر) و توان بیشتر از ۲۲۵ کیلووات و یا مواردی که جریان با ضربان فشار و سروصدای کم اهمیت داشته باشد، لازم است که اصلاحات لازم بر روی پروانه صورت پذیرد. البته هدف اصلی، کاهش فشار ضربان در اثر عبور تیغه‌ها از گلوئی حلزونی می‌باشد.

اولین مرحله در دست یابی به هدف فوق داشتن حداقل لقی بین پروانه و تیغه‌های جمع آوری کننده (Collector Vanes) می‌باشد (شکل ۱۵-۴). مقدار لقی در حدود ۲-۱ در صد قطر پروانه بسیار کم بوده و بهتر است که مقدار آن به ۵-۳ در صد قطر پروانه رسانیده شود تا ضمن رفع مشکلات فوق، پمپ دارای راندمان و عملکرد قابل قبول باشد.

یک راه حل منطقی برای دست یابی به جریان برگشتی کم، استفاده از پروانه‌های با تیغه‌های تناوبی (Staggered) بوده که در پمپهای با دبی زیاد (Fan Pump) مورد استفاده قرار می‌گیرد (شکل ۱۶-۴). این پروانه‌ها دارای ۲ قسمت مکش بوده و به لحاظ آرایش خاص تیغه‌ها میزان ضربان در آن به نصف کاهش داده می‌شود. در پروانه‌های مخصوص با ارتفاع خیلی زیاد (بیشتر از ۷۵۰ متر) و توان ۱۳۵۰۰ کیلو وات بادو تکه کردن و تناوبی نمودن تیغه‌ها می‌توان مشکل مقاومت پیچشی تیغه‌ها در بین صفحات نگهداری کننده را بهبود بخشید. استفاده از پیش ران (Inducer) (شکل ۱۷-۴) یک طرح خاص برای پمپهای جریان محوری می‌باشد. این قطعه در جلوی پروانه اصلی و به صورت سری با آن نصب شده تا ارتفاع مایع ورودی به پروانه اصلی را به مقدار مورد نیاز افزایش داده تا از این طریق NPSHA افزایش یابد. از آنجائی که این قطعه یک پروانه با ارتفاع کم می‌باشد لذا (NPSHR) آن بسیار نا چیز بوده و لذا با کمترین میزان کاویتاسیون و بدون آسیب رساندن به پروانه اصلی و کاهش ارتفاع پمپ کار می‌کند.

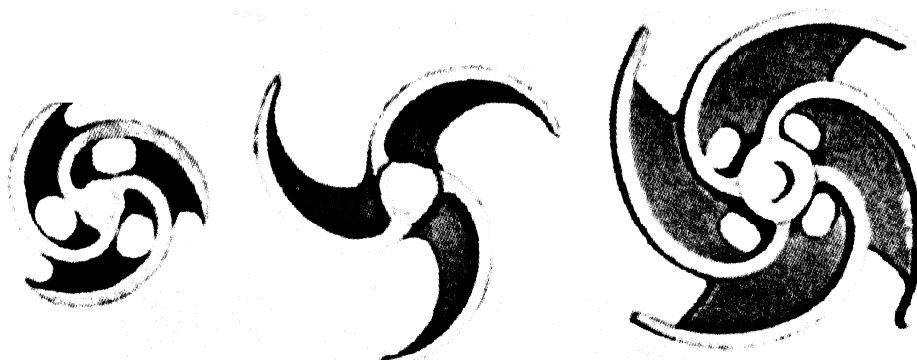
اگر پیش ران به طور صحیح طراحی و به کار گرفته شود، اجازه می‌دهد تا پمپ با ارتفاع بالاتر (با همان NPSHA قبلی) و یا با ارتفاع قبلی (با NPSHA کمتر) کار کند. البته قطعه فوق دارای

محدودیت‌هایی از نظر شرایط کاری قابل قبول می‌باشد، مثلاً برای دبی زیاد، ارتفاع اعمال شده از سوی آن ممکن است چندان بالا نباشد تا بتواند NPSHR پروانه را تأمین نماید. بهره‌برداری از آن در شرایط خارج از شرایط پایدار (Stable) در پمپ می‌تواند باعث بروز کاویتاسیون، سروصدا، لرزش گردد.

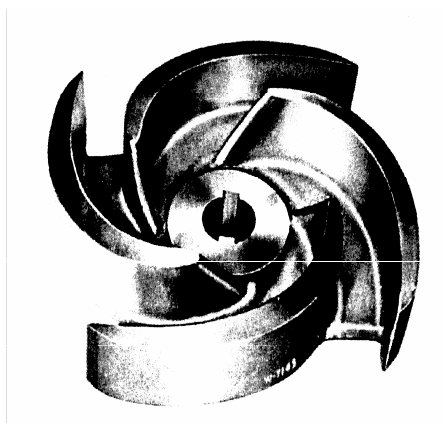


شکل (۸-۴): تغییرات سرعت مخصوص با شکل پروانه

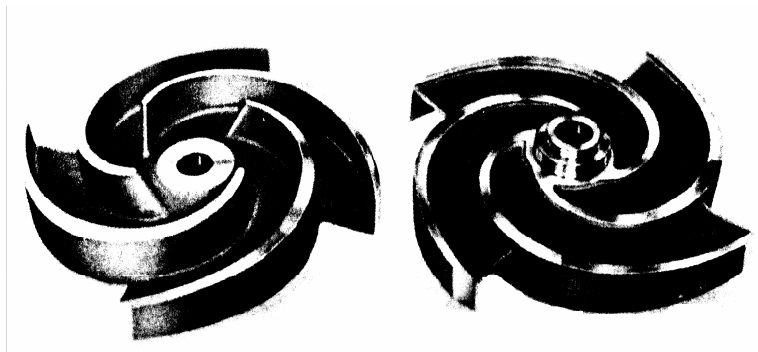
تذکر: مقادیر داده شده در شکل در سیستم آمریکایی بوده و برای تبدیل آن به سیستم متریک باید بر عدد ۵۱/۶۵ تقسیم کرد.



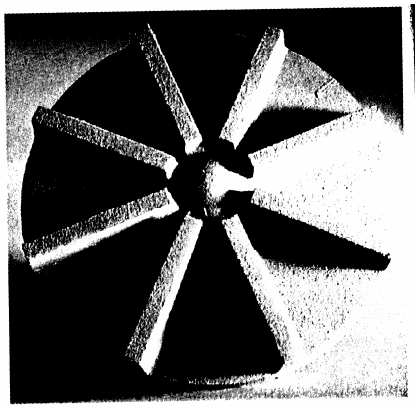
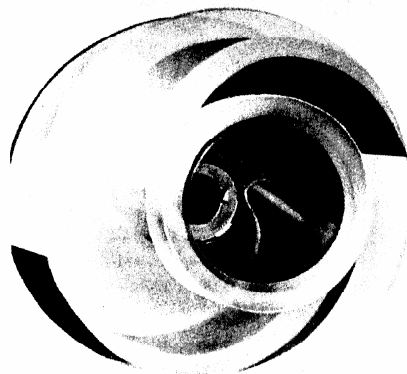
شکل (۹-۴): پروانه‌های باز - شکلهای چپ و راست با صفحات نگهدارنده تقویت شده اند.



شکل (۱۰-۴): پروانه نیمه باز

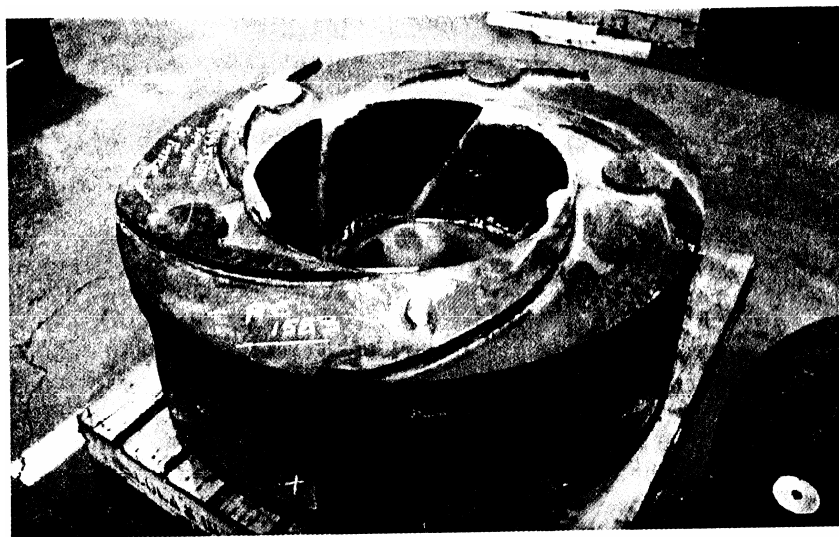


شکل (۴-۱۱): پروانه نیمه باز - شکل سمت چپ (سمت عقب)، شکل سمت راست (سمت جلو)



شکل (۴-۱۲): پروانه غیر قابل گرفتگی با تیغه‌های شعاعی

شکل (۴-۱۳): پروانه القایی مغشوش



شکل (۴-۱۴): پروانه بسته جهت انتقال لجن‌های آبکی

۳-۴: ساخت

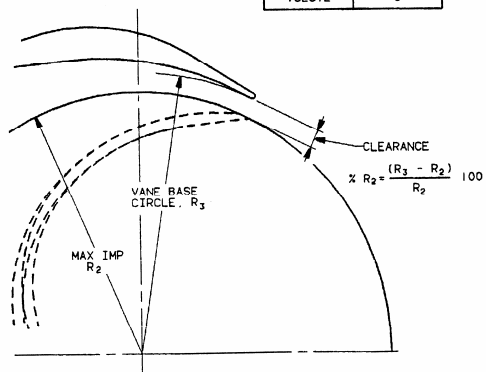
در گذشته اغلب پروانه، به صورت ریخته گری ساخته می شدند. پروانه‌های ساخته شده غالباً یک پارچه بوده مگر در اندازه‌های کوچک و یامواردی که سرعت مخصوص پروانه در حدی باشد که اجباراً می‌بایستی پروانه را دو تکه ساخته وبعد از عملیات ماشین کاری آن رامونتاز کرد. امروزه به لحاظ نیاز به طراحی پروانه‌های خاص نظیر پروانه‌های بسته کوچک، بسیاری از آنها به شکل پرس و از جنس فولاد ضد زنگ ساخته شده و سپس جوشکاری موضعی می گردند.

HIGH ENERGY PUMPS

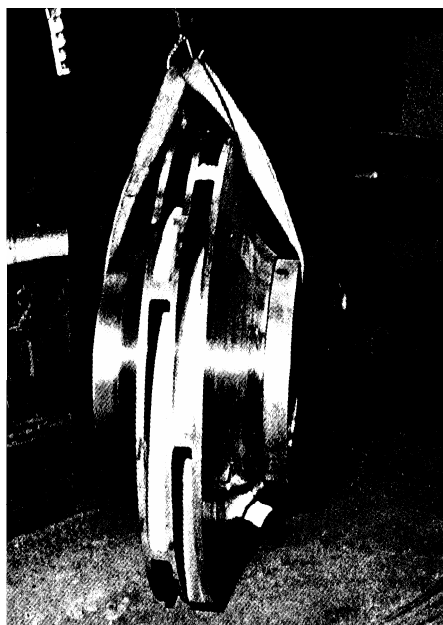
DEFINITION

STAGE PERF GREATER
THAN: 200 M (650 FT)
225 KW (300HP)

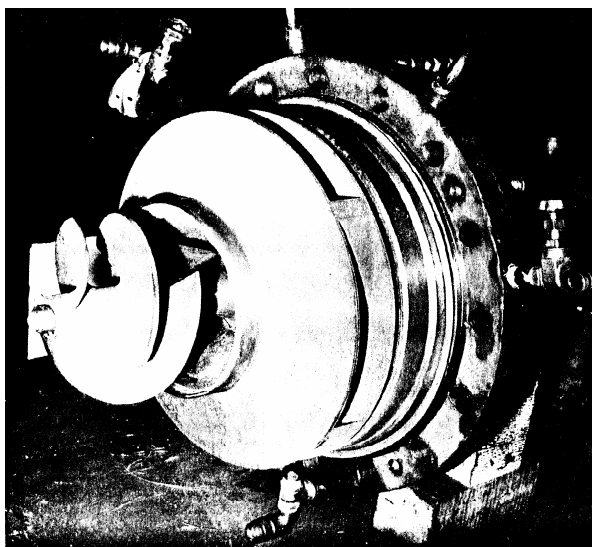
COLLECTOR TYPE	CLEARANCE % R ₂
DIFFUSER	3
VOLUTE	6



شکل (۴-۱۵): لقی محوری بین پروانه و تیغه‌های ثابت (فاصله هوایی (B)



شکل (۴-۱۶): پروانه با دو مکش همراه با تیغه‌های تکه ای (Split) تناوبی (Staggered)



شکل (۴-۱۷): پروانه با قطعه پیش ران (Inducer)

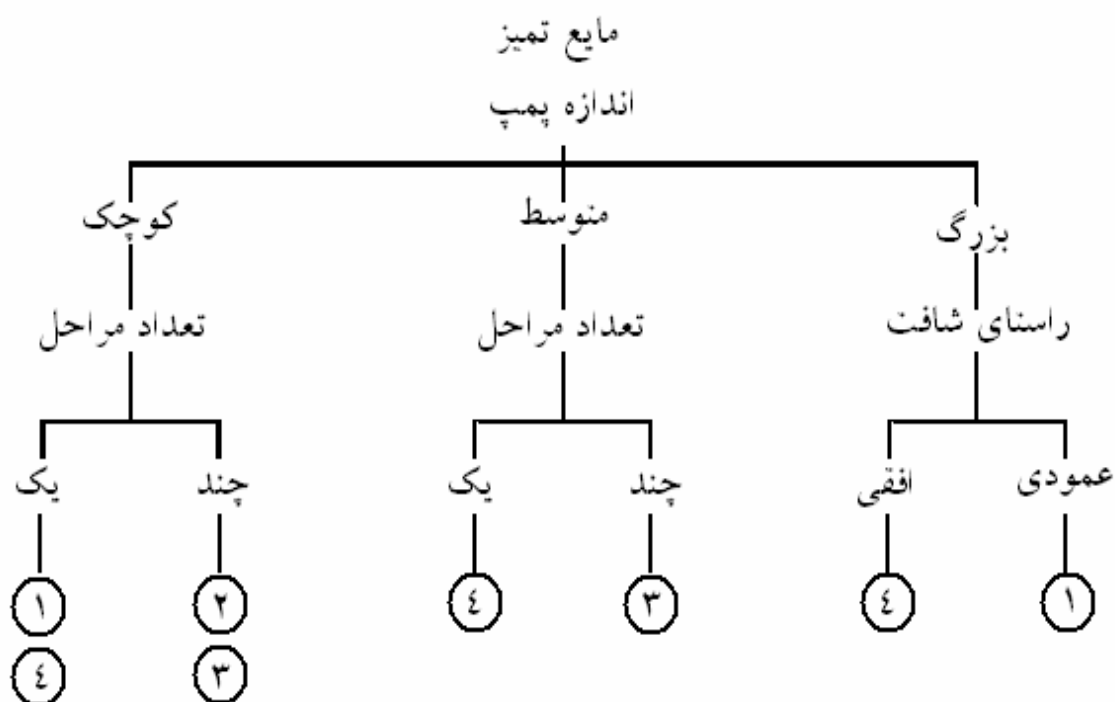
پروانه‌هایی که با این روش ساخته می‌شوند دارای دقت و کیفیت بهتری بوده و به همین خاطر راندمان آنها بالاتر از پروانه‌های ساخته شده به روش ریخته گری می‌باشد. بالا بودن سرعت تولید موجب کاهش قیمت تمام شده آنها می‌گردد. از ترکیب دو روش فوق برای ساخت پروانه‌های بزرگ پمپها و توربین‌ها استفاده می‌شود. این روش ضمن بهبود شرایط طراحی و کیفیت پروانه، باعث کاهش قیمت پروانه نیز می‌گردد. با این وجود هنوز هم استفاده از ریخته گری به عنوان متداولترین روش جهت ساخت پروانه‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. پروانه‌های پلاستیکی به روش قالب گیری ساخته می‌شوند.

۴-۴: انتخاب نوع پروانه

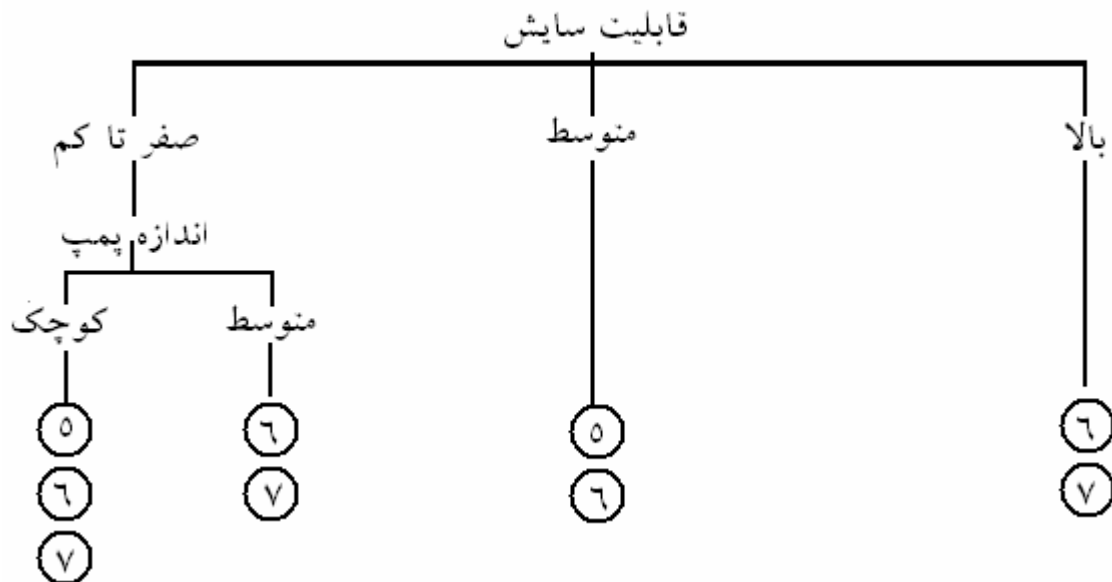
با توجه به مطالب گفته شده در این بخش، میتوان نتیجه گرفت که انتخاب پروانه بشدت به شرایط بهره‌برداری و خصوصیات مایع مورد پمپاژ بستگی دارد. در شکل (۱۸-۴) چگونگی انتخاب پروانه مناسب به صورت یک دستورالعمل ارائه شده است که از آن می‌توان به عنوان یک راهنما و الگو در انتخاب پروانه مناسب استفاده کرد.

۴-۵: تعمیرات پروانه

بعد از باز کردن پروانه، باید وضعیت آن از نظر سایش، خوردگی و کاویتاسیون مورد بررسی دقیق قرار گیرد. به علت بالا بودن عمر مفید برنز، بسیاری از سازندگان پمپ ترجیح می‌دهند که پروانه را از جنس برنز بسازند. اگر مایع مورد پمپاژ حاوی مقدار کمی شن و ماسه باشد، پروانه را می‌توان از برنز، چدن، چدن نیکل دار ساخت. در مواردی که مسئله سایش توسط مایع مورد پمپاژ شدید باشد، بهتر است که پروانه سخت کاری



مایعات حاوی ذرات جامد

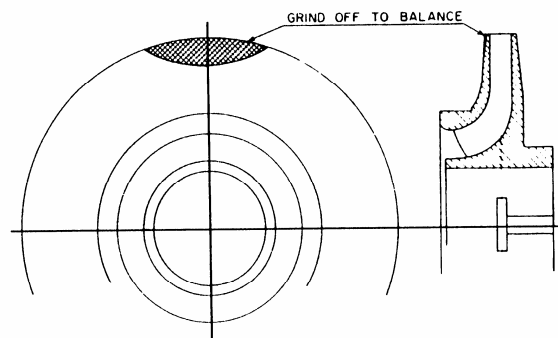


شکل (۱۸-۴): راهنمای انتخاب پروانه

۱- پروانه بسته آویزان با یک مکش ۲- پروانه بسته بایک مکش باشافت عبوری ۳- مشابه ۲ با پروانه دومکش برای مرحله اول ۴- پروانه بسته، دومکش باشافت عبوری ۵- پروانه باز آویزان بایک مکش ۶- پروانه نیمه بسته آویزان بایک مکش ۷- پروانه طرح ویژه برای شرایط سخت از نوع آویزان با یک مکش

شده تا در مقابل سایش مقاومت لازم را داشته باشد. در پمپهای کوچک، بهتر است که پروانه آسیب دیده را تعویض کرد و از بازسازی آن به هر طریق خودداری نمود. ولی در پروانه‌های بزرگ می‌توان به روش‌های مناسب آن را باز سازی کرد. گاهی اوقات خرابی پروانه به‌ویژه در سوراخ نافی و جای خار، ناشی از ریخته گری نامناسب می‌باشد. وجود هرگونه نشستی در سوراخ نافی و جای خار می‌تواند موجب تسریع سایش و لق شدن شافت گردد. با توسعه میزان ترک پروانه، لرزش ناشی از نوسان فشار که در اثر جریان گردشی داخلی، پدیده عبور تیغه ای (Vane Passing) و یا خرابی پروانه در هنگام تولید وجود داشته‌است، افزایش می‌یابد. تصمیم در مورد تعمیر و یا تعویض پروانه ترک برداشته، به اندازه، جنس و محل خرابی آن بستگی دارد. به هر حال از آنجاکه پروانه یک قطعه متحرک می‌باشد، بعد از هرگونه تغییری در ساختار اولیه آن و یا در هر دوره تعمیرات اساسی باید از نظر بالانس بودن مورد بررسی قرار گیرد. انتخاب روش بالانس کردن (دینامیکی و یا استاتیکی) به نسبت عرض به قطر و سرعت دورانی پروانه بستگی دارد. به عنوان یک دستورالعمل کلی توصیه می‌شود که هر گاه نسبت قطر به عرض پروانه کمتر از ۶ بوده و یا سرعت دورانی آن بیشتر از ۳۶۰۰ دور در دقیقه باشد، پروانه باید حتماً بالانس دینامیکی شود. در صورت نیاز به بالانس دینامیکی، باید توجه نمود هر پروانه ای که

از نظر دینامیکی بالانس باشد، قطعاً از نظر استاتیکی بالانس خواهد بود ولی عکس آن صادق نمی‌باشد.



شکل (۱۹-۴): نحوه بارگیری از پروانه جهت بالانس کردن آن

چرا که بسیاری از پروانه‌هایی که از نظر استاتیکی بالانس هستند می‌توانند بطرز غیر قابل تصویری از نظر دینامیکی بالانس نبوده، به نحوی که حتی ممکن است بالانس کردن دینامیکی آن غیر ممکن باشد. به همین خاطر در مواردی که بالانس کردن دینامیکی پروانه ضروری باشد، نیازی به بالانس کردن استاتیکی آن نبوده و همان بالانس کردن دینامیکی کافی خواهد بود. در اغلب موارد بالانس کردن دینامیکی با بارگیری از روی پروانه صورت می‌گیرد، لذا در چنین مواردی باید دقت شود که این امر تأثیر نامطلوب بر روی عملکرد هیدرولیکی و قابلیت اعتماد مکانیکی آن نگذارد. برای این منظور توصیه می‌شود که هرگز بارگیری از قسمت مجاری جریان مایع صورت نگیرد. مگر اینکه در این قسمت تغییرات ضخامت زیاد وجود داشته باشد. هرگز از سوراخکاری و یا دندانه ای (Milling) کردن پروانه برای بالانس کردن آن استفاده نشود. هردو روش می‌توانند باعث تیز شدن نقاط گوشه ای شده که در نهایت می‌تواند موجب سایش و یا شروع ترک برداشتن پروانه گردد.

برای بالانس کردن پروانه‌هایی که تیغه‌ها دارای صفحه می‌باشند (پروانه‌های بسته و یا نیمه بسته) بهتر است که آن را روی دستگاه تراش با گیره لنگ نصب کرده و بار مورد نظر را از قسمت لبه ای پروانه برداشت (شکل ۱۹-۴). در صورتی که پروانه بسته باشد، بار مورد نظر را می‌توان از دو صفحه برداشت کرد. تصمیم گیری در این زمینه به ضخامت صفحات و میزان بار مورد نظر بستگی دارد.

برای بالانس کردن پروانه‌های نیمه بسته، بار مورد نظر را می‌توان از صفحه و یا تیغه‌ها برداشت کرد و این امر به ضخامت آنها بستگی دارد. برای پروانه‌های باز، فقط بارگیری از تیغه‌ها امکان پذیر می‌باشد.

بخش پنجم: سرعت مخصوص و کاربری های آن

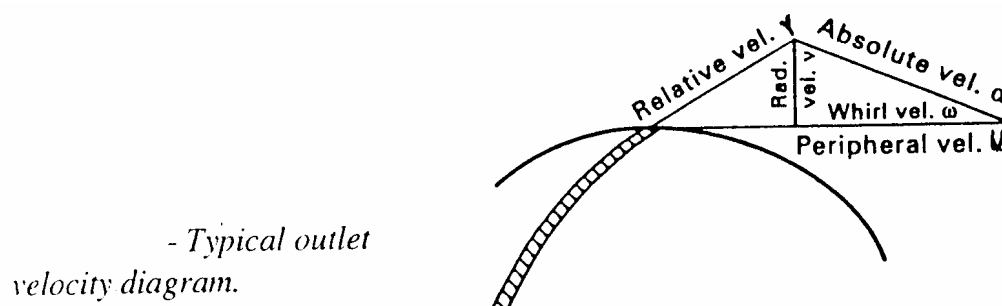
۱-۵: مقدمه

همواره در بررسی عملکرد و رفتار پمپهای گریز از مرکز این سؤال مطرح می‌شود که آیا روش مناسبی برای دسته بندی این پمپها از نظر رفتاری وجود دارد یا خیر؟ بررسی‌های انجام شده نشان می‌دهد که رفتار هر پمپ گریز از مرکز عمدتاً به مشخصه‌های طراحی پروانه و کانال جریان مایع در پوسته آن بستگی دارد. به همین خاطر براساس الگوی ریاضی مورد نظر، می‌توان پمپهای گریز از مرکز را بدون توجه به ابعاد فیزیکی آن در گروه‌های معینی دسته بندی نمود که از نظر رفتار هیدرولیکی دارای مشابهت‌های زیادی می‌باشند. واژه ای که معرف ویژگیهای رفتاری پمپ می‌باشد را اصطلاحاً عدد شکل (Shape Number) و یا سرعت مخصوص (Specific Speed) می‌نامند.

سرعت مخصوص می‌تواند در شناخت چگونگی رفتار پمپ (از نظر تغییرات ارتفاع، توان مصرفی، راندمان و...) و انتخاب پمپ مفید واقع گردد. آنچه در این بخش مورد بررسی قرار می‌گیرد شامل تعریف سرعت مخصوص، نحوه محاسبه آن، شناخت رفتار پمپ بر حسب سرعت مخصوص آن، استفاده از آن در انتخاب پمپ مناسب، تغییرات راندمان پمپ بر حسب سرعت مخصوص پمپ و... می‌باشد.

۲-۵: محاسبه سرعت مخصوص

در شکل (۵-۱) مثلث سرعت جریان مایع در خروجی تیغه پروانه پمپ نشان داده شده است:



شکل (۵-۱): مثلث سرعت در خروج پمپ

در مثلث فوق سرعت محیطی پروانه (u)، سرعت نسبی مایع در قسمت خروجی پروانه (r) و سرعت مطلق مایع در هنگام خروج از پروانه (a) نشان داده شده است. فرض می‌شود که در یک پمپ تئوریک، بردار سرعت مطلق مایعی که از پروانه خارج می‌شود (a) با سرعت و زاویه مایع در حلزونی (Volute) پمپ منطبق می‌باشد، به عبارت دیگر فرض بر این است که خروج مایع از پروانه بدون بروز پدیده شوک (Shock) صورت پذیرد. ضمناً فرض می‌شود که دبی جریان در پمپ تحت شرایط فوق همان دبی طراحی پمپ بوده و راندمان

هیدرولیکی پمپ حداکثر باشد. به عبارت دیگر اگر t ، سرعت جریان مایع در حلزونی باشد، در اینصورت خواهیم داشت: $a=t$ بنابر قرارداد اگر Y نسبت هندسی پمپ باشد:

$$Y = \frac{A_i}{A_t} = \frac{t}{r} \quad (5-1)$$

که در آن A_i, A_t به ترتیب سطح مقطع جریان مایع در خروجی پروانه و گلوئی کانال پیچک می باشد.

بدیهی است که خصوصیات رفتاری پمپ به نسبت فوق (Y) بستگی دارد و در بهترین شرایط $Y=1$ می باشد.

براساس قوانین هیدرولیکی در پمپهای گریز از مرکز:

$$H \text{ (ارتفاع)} \propto u^2 \propto D_i^2 N^2 \Rightarrow D_i \propto \sqrt{H}/N \quad (5-2)$$

$$a \text{ (سرعت در پیچک)} = t \text{ (سرعت مطلق پروانه)} \propto u \propto \sqrt{H} \quad (5-3)$$

$$Q \text{ (دبی پمپ)} = t \times A_t \propto \sqrt{H} \cdot A_t \quad (5-4)$$

$$A_t \propto \frac{Q}{\sqrt{H}} \Rightarrow D_t \propto \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} \quad (5-5) \quad \text{لذا:}$$

که در آن D_t, D_i به ترتیب قطر پروانه و قطر گلوئی پیچک می باشد. بنابراین با توجه به روابط

$$(5-2) \text{ و } (5-5) \text{ خواهیم داشت: } (5-6) \quad \frac{D_t}{D_i} \propto \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} \bigg/ \frac{\sqrt{H}}{N} = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \propto \text{(سرعت مخصوص)}$$

بنابر تعریف اگر پمپی با سرعت دورانی N دور در دقیقه در ارتفاع ۱ متر بتواند دبی برابر با ۱ متر مکعب در ثانیه را برقرار کند، سرعت مخصوص پمپ در سیستم SI (n_q) برابر با N خواهد بود:

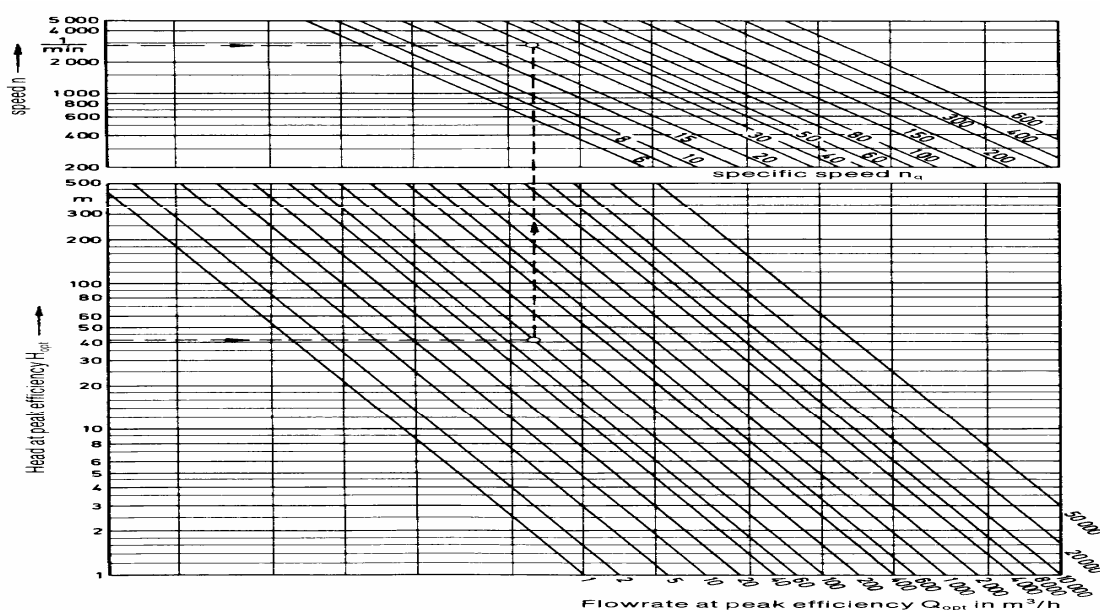
$$n_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (5-7)$$

که در آن:

$n_q =$	سرعت مخصوص در سیستم SI
$Q =$	متر مکعب در ثانیه دبی پمپ
$H =$	متر ارتفاع
$N =$	دور در دقیقه سرعت دورانی پمپ

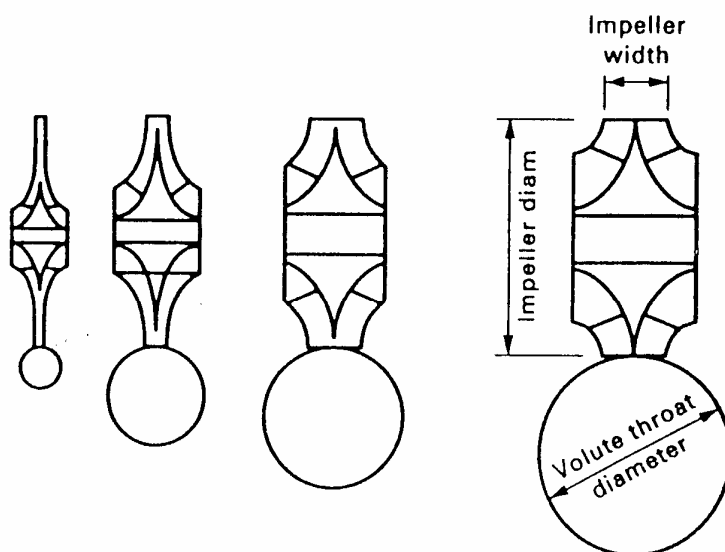
لازم به ذکر است که Q, H مقادیر مربوط به نقطه بهترین راندمان پمپ (BEP) می باشد. اگر پمپ دارای دو قسمت مکش باشد (Double - Suction)، مقدار Q مورد استفاده در رابطه (5-7) باید نصف دبی پمپ در نظر گرفته شود. رابطه (5-7) برای پمپهای یک مرحله ای بوده و

لذا برای پمپهای چند طبقه ای، ارتفاع کلی پمپ باید بر تعداد طبقات تقسیم شده و ارتفاع قابل دسترس در هر طبقه در رابطه (۵-۷) مورد استفاده قرار گیرد



شکل (۵-۲): نمودار محاسبه سرعت مخصوص

در شکل (۵-۲)، تغییرات سرعت مخصوص بر حسب شکل پروانه (بافرض ثابت بودن قطر پروانه) نشان داده شده است. شکل (۵-۲) نشان می دهد که یا تغییر نسبت قطر گلوئی (یا عرض پروانه) به قطر پروانه می توان مشخصه های رفتار پمپ را تغییر داد. مثلاً پمپی که برای ارتفاع زیاد و دبی کم ساخته می شوند، دارای پروانه ای با قطر زیاد و عرض کم بوده، حال آنکه پمپی که پروانه آن دارای قطر کم و عرض زیاد می باشد، برای کار در ارتفاع کم و دبی زیاد مورد استفاده قرار می گیرد.



Change of type.

شکل (۵-۲): تغییرات سرعت مخصوص بر حسب شکل پروانه با فرض ثابت بودن قطر پروانه

مورد فوق را می‌توان با سرعت مخصوص نیز تعریف کرد. پمپهای با سرعت مخصوص کم (پمپهای جریان شعاعی Radial - Flow) برای ارتفاع زیاد و دبی کم و پمپهای با سرعت مخصوص زیاد (پمپهای جریان محوری Axial - Flow) برای ارتفاع کم و دبی زیاد مناسب می‌باشند. پمپهایی که سرعت مخصوص آن بین دو نوع پمپ فوق قرار دارد، یا به عبارت دیگر برای دبی و ارتفاع متوسط مناسب می‌باشند را پمپهای جریان مختلط (Mixed - Flow) می‌نامند.

بزرگترین ویژگی n_q این است که به کمک آن می‌توان پمپها را با توجه به سرعت دورانی آن و از نظر H, Q قابل دستیابی و بدون در نظر گرفتن ابعاد پمپ دسته بندی نمود. یا به عبارت دیگر این امکان را مهیا می‌سازد که بتوان پمپهای گریز از مرکز را در خانواده‌های معینی طبقه بندی کرد. این طبقه بندی نشان می‌دهد که پمپهای با سرعت مخصوص یکسان و یا نزدیک بهم قطعاً دارای تشابه فراوانی در ساختار مکانیکی پروانه خواهند بود. به عبارت دیگر بادر دست داشتن n_q می‌توان شکل پروانه، شکل منحنی $H-Q$ و حتی منحنی $P-Q$ (توان مصرفی پمپ می‌باشد) و راندمان پمپ را از قبل پیش بینی کرد.

هنگامی دو پمپ را مشابه می‌نامند که یک نسبت تشابه بین سطوح تر شده (Wetted Surfaces) آن وجود داشته باشد. پمپهایی که از نظر هیدرولیکی مشابه می‌باشند اصطلاحاً هم خانواده (Homologous) می‌نامند.

تذکر: در سیستم آمریکائی که دبی پمپ بر حسب گالن در دقیقه (GPM) و ارتفاع بر حسب فوت تعریف می‌شود، سرعت مخصوص با N_s نشان داده شده و رابطه n_q و N_s به صورت زیر می‌باشد.

$$N_s = 65 / 51 \times n_q \quad (5-8)$$

۳-۵: دسته بندی پمپها بر اساس منحنی سرعت مخصوص

همانطوری که قبلاً گفته شد، منحنی مشخصه (منحنی $H-Q$) پمپهای گریز از مرکز را بر حسب سرعت مخصوص آن می‌توان تقسیم بندی نمود. در این زمینه در مراجع مختلف نسبت به محدوده تقسیم بندی پمپها وحدت نظریه وجود نداشته و اختلاف نظر در این زمینه وجود دارد. در این زمینه نظرات دو مرجع مختلف ارائه می‌گردد.

در مرجع [۱]، نظر بر این است که پمپهای با $n_q < 120$ ($N_s < 6200$) جزء پمپهای جریان شعاعی، پمپهای با $n_q = 200 - 400$ ($N_s = 10000 - 20000$) جزء پمپهای جریان مختلط و بالاخره پمپهای با $n_q = 350 - 1600$ ($N_s = 18000 - 80000$) جزء پمپهای جریان محوری می‌باشند.

نویسنده مرجع [۸] معتقد است که حداکثر n_q برای پمپهای جریان شعاعی ۸۰ بوده و پمپهای با $n_q = 180 - 800$ جزء پمپهای جریان مختلط و n_q بالاتر از ۱۸۰ جزء پمپهای جریان محوری می‌باشند.

البته به نظر می‌رسد که تقسیم بندی اعلام شده از سوی مرجع [۸] از دقت بیشتری برخوردار می‌باشد.

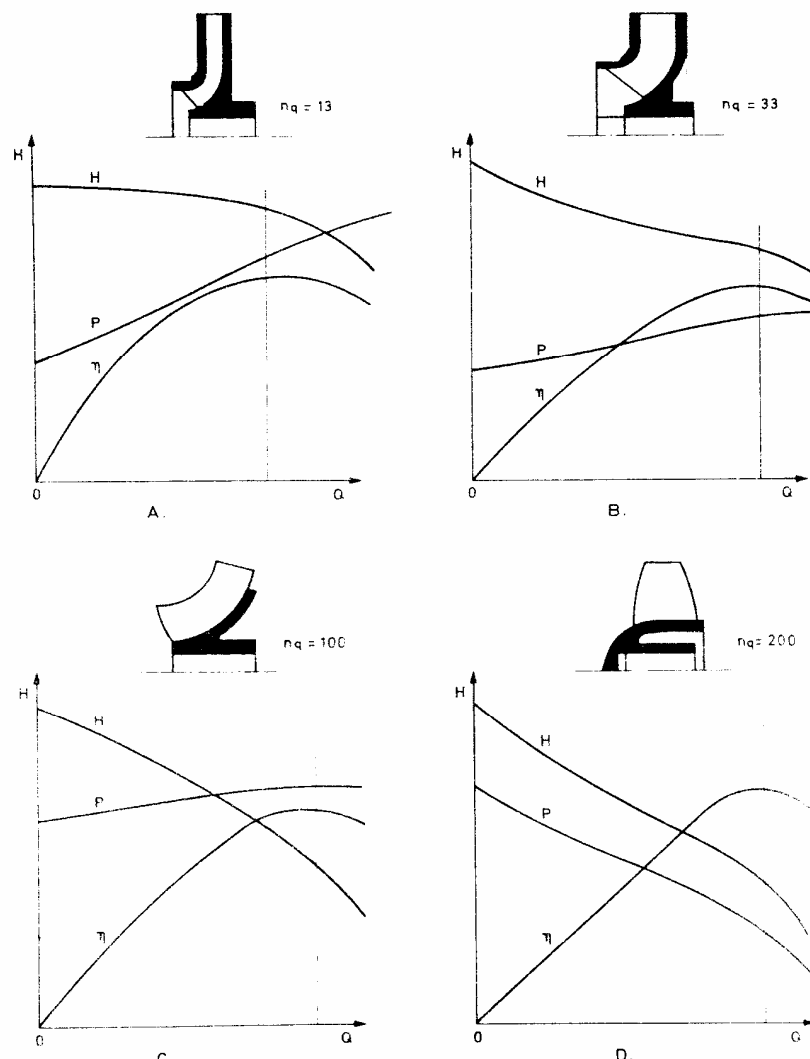
همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، سرعت مخصوص پمپها به شکل پروانه‌های آن بستگی داشته و در شکل (۸-۴) مقادیر N_s برای انواع پروانه‌ها نشان داده شده‌است.

در شکل (۵-۳) منحنی‌های مشخصه η پمپ و در شکل (۵-۴) منحنی‌های $H-Q$ و $\eta-Q$ پمپ‌های مختلف بر حسب سرعت مخصوص آنها نشان داده شده‌است.

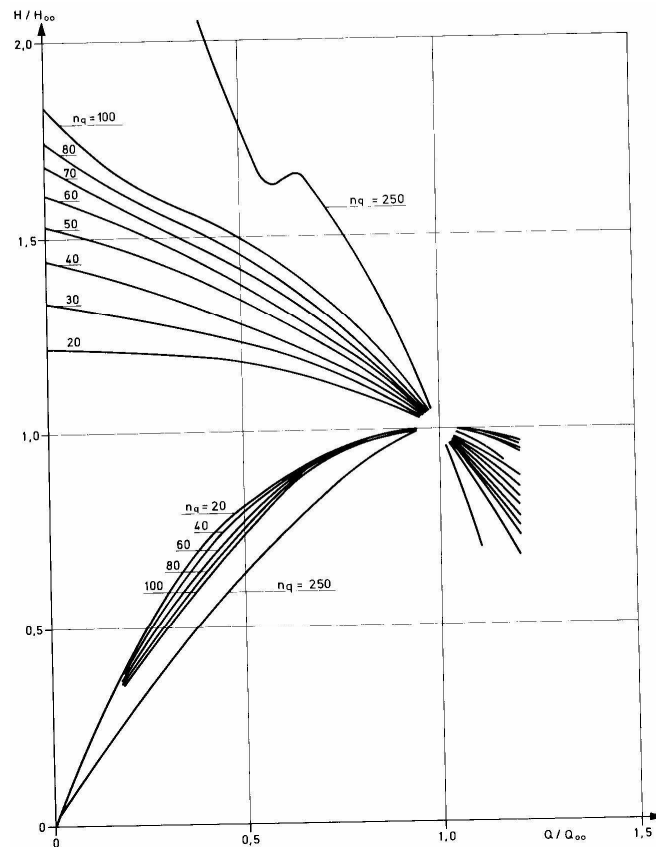
همانطوری که قبلاً گفته شد بامحاسبه سرعت مخصوص می‌توان نوع پمپ مورد نیاز را پیش بینی کرد. مثلاً اگر به پمپی نیاز باشد تا با سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور در دقیقه بتواند ۲۰۰ متر مکعب در ساعت آب را در ارتفاع کلی ۶۰ متر جابجا کند، در این صورت:

$$Q = 200/3600 = 0.0556 \quad \text{متر مکعب در ثانیه}$$

$$n_q = \frac{2900\sqrt{0.0556}}{(60)^{0.75}} = 31.7 \Rightarrow N_s = 1637 \quad \text{پمپ جریان شعاعی}$$



شکل (۵-۳): منحنی مشخصه پمپ بر حسب شکل پروانه و سرعت مخصوص



Approximate head and efficiency evolution as a function of pump delivery for various specific speeds.

شکل (۴-۵): نمودار منحنی‌های $(H-Q)$ و $(\eta-Q)$ بر حسب سرعت مخصوص پمپ

۴-۵: رابطه راندمان پمپ با سرعت مخصوص

در انتخاب پمپ مناسب جهت پمپاژ مایعات، راندمان پمپ تأثیر بسزائی بر روی هزینه‌های جاری سیستم می‌گذارد. بررسی‌های انجام شده بر روی پمپ‌های گریزازمرکز نشان می‌دهد که راندمان این پمپ‌ها به سرعت مخصوص و ظرفیت (اندازه) پمپ بستگی دارد. در شکل (۵-۵) منحنی تغییرات راندمان پمپ (η) نسبت به سرعت مخصوص (n_q) و دبی پمپ (Q) نشان داده شده‌است.

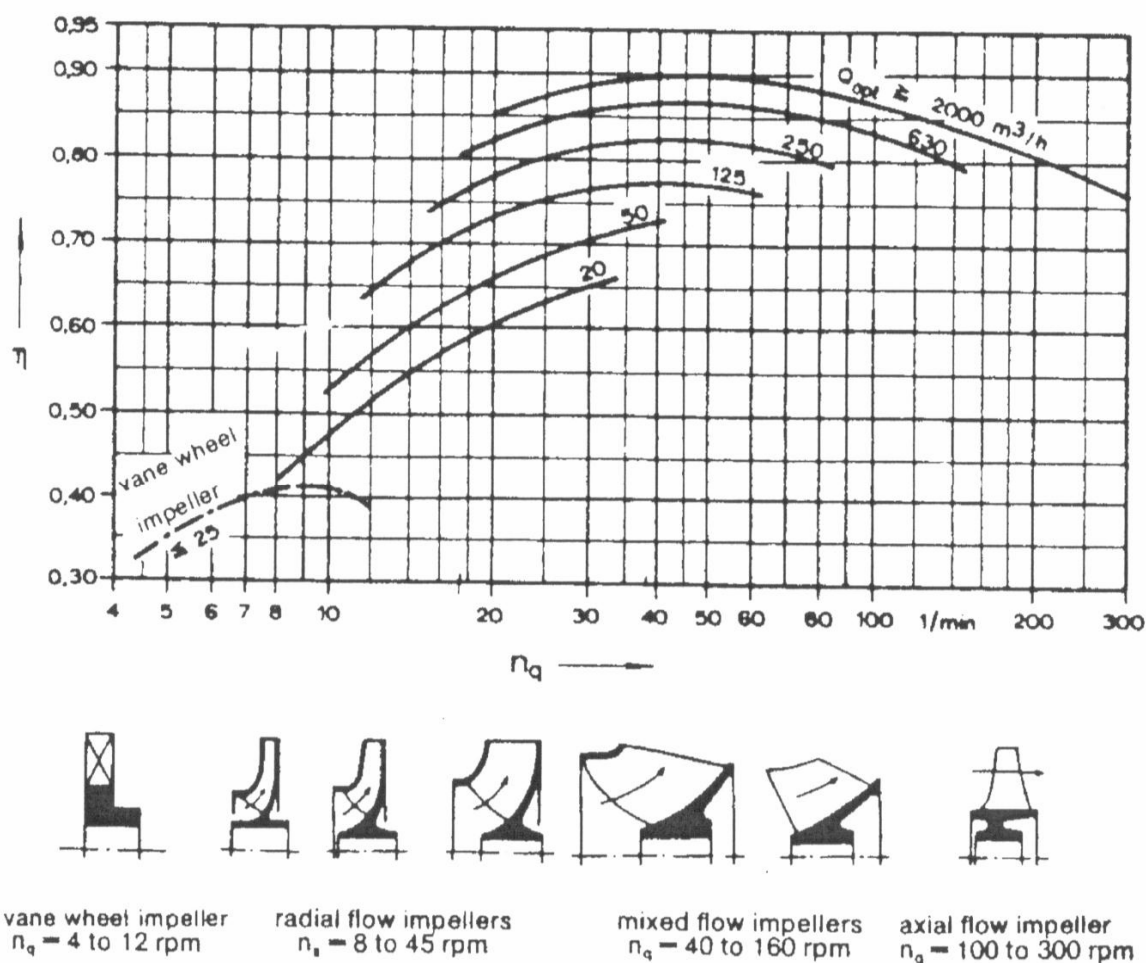
مثال: پمپ مدل ۲۵۰-۱۲۵ ساخت شرکت پمپیران با سرعت دورانی ۱۴۵۰ دور در دقیقه در BEP، ۲۱۵ متر مکعب در ساعت آب را در ارتفاع ۲۰ متری پمپاژ می‌کند. راندمان پمپ در شرایط فوق حدوداً چه میزان باید باشد؟

$$n_q = \frac{1450 \sqrt{215/3600}}{(20)^{0.75}} = 37.5$$

حل:

پمپ فوق از نوع جریان شعاعی بوده و راندمان آن براساس شکل (۵-۵) باید حدود ۸۲٪ باشد. در کاتالوگ این پمپ راندمان آن در BEP حدود ۸۴/۵٪ ذکر شده‌است. از آنجائی که نمودار

(۵-۵) در یک دامنه وسیعی از پمپهای گریزازمرکز تعریف شده است مغایرت حدود ۲/۵٪، بالا بودن دقت این نمودار را نشان می‌دهد.



شکل (۵-۵): منحنی تغییرات راندمان پمپهای گریزازمرکز نسبت به Q و n_q

راندمان پمپ به از دست رفت انرژی (ناشی از اصطکاک، پدیده شوک و...) در پوسته پمپ بستگی دارد.

همانطوری که از شکل فوق پیداست، به ازاء دبی معین، با افزایش سرعت مخصوص (تا $n_q = 50$) راندمان پمپ افزایش یافته و بعد از آن مجدداً کاهش می‌یابد. پائین بودن راندمان در سرعت مخصوص کم راباید ناشی از بالا بودن قطر پروانه و باریک بودن عرض آن (و نتیجتاً عرض پیچک پوسته پمپ) دانست که منجر به بالا رفتن از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک می‌گردد. با افزایش سرعت مخصوص (کاهش قطر پروانه و افزایش عرض آن)، تأثیر نامطلوب از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک کاهش یافته و همین امر باعث افزایش راندمان پمپ می‌گردد. افزایش راندمان تا میزان معینی از سرعت مخصوص ادامه داشته ولی بعد از آن سیر نزولی به خود می‌گیرد. علت امر در این است که تأثیر پدیده فوق در سرعت‌های مخصوص بالا، به تدریج کاهش یافته، در عوض به خاطر عریض و کوتاه شدن جریان مایع در پروانه و دور شدن از شرایط

طراحی پروانه و پوسته، هدایت جریان مایع در پروانه مشکل شده و به همین خاطر در این شرایط ازدست رفت انرژی در اثر جریان نامطلوب مایع در پروانه افزایش یافته که بسهم خود موجب کاهش راندمان پمپ می گردد.

در حدفاصل سرعت مخصوص کم و زیاد (پمپهای جریان شعاعی و جریان محوری) شرایطی وجود دارد که پمپهای طراحی شده برای این شرایط، دارای راندمان مطلوبی می باشند (پمپهای جریان مختلط). این امر به طراحان اجازه می دهد تا با انتخاب عدد شکل (سرعت مخصوص) و سرعت دورانی مناسب، ویژگیهای مورد نظر خود را در طراحی پمپ اعمال نمایند.

نمودار فوق نشان می دهد که با افزایش ظرفیت (بزرگ شدن پمپ) در سرعت مخصوص ثابت، راندمان پمپ افزایش می یابد. این امر نشان می دهد که در یک گروه معینی از پمپهای گریزاز مرکز، هرچه پمپ در ابعاد بزرگتری ساخته شود، راندمان آن افزایش می یابد. این امر را می توان ناشی از کاهش سهم ازدست رفت انرژی ناشی از اصطکاک و پدیده شوک در مقابل کل انرژی داده شده به پمپ دانست.

لازم به ذکر است که هرچه نحوه ورود مایع به درون پروانه بهتر (زاویه ورودی بزرگتر) باشد، راندمان پمپ افزایش می یابد. امروزه پروانه پمپهای گریزاز مرکز با زاویه ورودی ۱۰-۲۵ درجه ساخته می شوند، ولی از آنجائی که افزایش زاویه ورودی مایع به درون پروانه باعث افزایش NPSHR می گردد، لذا امروزه اغلب پروانه ها با زاویه ورودی ۱۷ درجه ساخته می شوند.

۵-۵: کاربری های سرعت مخصوص

الف: انتخاب پمپ

در انتخاب پمپ مورد نظر، نخست باید سعی شود که نقطه کار حتی الامکان به BEP پمپ خریداری شده نزدیک باشد. با این فرض که در اغلب موارد نیز واقعیت دارد می توان دبی، ارتفاع و سرعت مخصوص پمپ مورد نیاز و به دنبال آن نوع پمپ مناسب برای شرایط بهره برداری را انتخاب کرد.

ب: محاسبه توان مصرفی

در طراحی پروژه های صنعتی بسیاری از موارد، ماهها قبل از انتخاب و خرید پمپ، باید توان مصرفی پمپ را محاسبه تا به کمک آن بتوان توان برق مصرفی در واحد را پیش بینی کرد. برای این منظور با تعیین دبی، ارتفاع و سرعت دورانی پمپ می توان سرعت مخصوص پمپ را محاسبه و سپس به کمک شکل (۵-۷) راندمان تقریبی پمپ را به دست آورد. آنگاه با استفاده از رابطه (۵-۹) توان مصرفی پمپ را محاسبه کرد.

$$P_{(KW)} = \frac{\rho Q H}{367 \eta} \quad (5-9)$$

که در آن ρ وزن مخصوص مایع، Q دبی پمپ بر حسب مترمکعب در ساعت، H ارتفاع پمپ بر حسب متر و η راندمان پمپ می باشد.

مثال ۱: برای انتقال آب با دبی $Q=200 \text{ m}^3/\text{hr}$ و ارتفاع کل ۸۰ متر، پمپ با سرعت ۲۹۰۰ دور در دقیقه مورد نظر می باشد، توان مصرفی پمپ چقدر می باشد؟

$$n_q = \frac{2900 \sqrt{200 / 3600}}{(80)^{0.75}} = 25.5 \quad \text{حل:}$$

پمپ مورد نیاز از نوع جریان شعاعی می باشد.

با استفاده از شکل (۵-۵) و با در دست داشتن n_q و دبی پمپ راندمان پمپ حدود ۷۹٪ می باشد.

$$P = \frac{1 \times 200 \times 80}{367 \times 0.79} = 55.2 \text{ KW}$$

مثال ۲-۵: با استفاده از قوانین تشابه اثر قطر پروانه و سرعت دورانی پمپ را بر روی سرعت مخصوص آن تعیین کنید.

حل:

بر اساس قوانین تشابه:

$$Q = K_1 ND \quad (5-9)$$

$$H = K_2 N^2 D^2 \quad (5-10)$$

با قراردادن روابط فوق در رابطه (۵-۷) نتیجه می شود:

$$n_q = \frac{N \sqrt{K_1 ND}}{(K_2 N^2 D^2)^{0.75}} = \frac{K_1^{0.5} N^{1.5} D^{0.5}}{K_2^{0.75} N^{1.5} D^{1.5}} = K_3 \frac{1}{D} \quad (5-11)$$

به عبارت دیگر سرعت مخصوص پمپهای گریز از مرکز بر خلاف ظاهر رابطه (۵-۷) مستقل از سرعت مخصوص بوده ولی با افزایش قطر آن کاهش می یابد.

ج: تعیین تعداد مراحل پمپ

هرچند که از نظر تئوری می توان کلیه پمپهای گریز از مرکز را ی صورت یک مرحله ای ساخت ولی به لحاظ بهبود راندمان، کاهش توان مصرفی، کاهش هزینه های تعمیراتی و... در مواردی که ارتفاع مورد نیاز در سیستم بالا باشد، ترجیحاً از پمپهای چند مرحله ای استفاده می شود. چرا که در صورت استفاده از پمپهای یک مرحله ای برای دست یابی به ارتفاع زیاد، سرعت مخصوص پمپ پائین بوده و همین امر منجر به انتخاب پمپ با راندمان پائین می گردد. پمپهای با راندمان پائین دارای توان مصرفی زیاد و استعداد خرابی های زودرس می باشد. با افزایش تعداد مراحل پمپ، هرچند که قیمت پمپ افزایش می یابد ولی در عوض توان مصرفی و میزان خرابی های آن (خرابی یاطاقانها، آب بند کننده، فرسایش قطعات در اثر جریان برگشتی و...) بهبود یافته و به همین خاطر در چنین مواردی بهتر است که از پمپهای چند مرحله ای استفاده شود.

البته افزایش تعداد مراحل ضمن افزایش قیمت پمپ، موجب افزایش هزینه‌های تعمیراتی آن، پیچیده و طولانی شدن زمان تعمیرات را به دنبال خواهد داشت لذا باید دقت شود که این امر به نحوی صورت پذیرد که در نهایت منجر به انتخاب بهینه پمپ مورد نیاز گردد. موارد فوق را می‌توان به کمک مثال زیر تشریح کرد.

مثال ۳-۵: برای انتقال آب با دبی ۱۰۰ متر مکعب در ساعت و ارتفاع ۱۵۰ متر پمپ چند مرحله‌ای مناسب می‌باشد؟
حل:

با توجه به بالابودن ارتفاع مورد نیاز نخست فرض می‌شود که سرعت دورانی پمپ ۲۹۰۰ دور در دقیقه می‌باشد. اگر پمپ به صورت یک مرحله‌ای انتخاب شود:

$$m = 1 \Rightarrow (n_q)_1 = \frac{2900 \sqrt{50 / 3600}}{(200)^{0.75}} = 6.43$$

با مراجعه به شکل (۷-۵) مشخص می‌گردد که برای دبی ۲۰۰ متر مکعب در ساعت حداقل سرعت مخصوص مجاز حدود ۱۵ می‌باشد.
از طرفی اگر پمپ به صورت m مرحله باشد.

$$n_q = \frac{N \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{m}\right)^{0.75}} = m^{0.75} \times (n_q)_1 \quad (۵-۱۲)$$

$$m = 2 \Rightarrow (n_q)_2 = (2)^{0.75} \times 6.43 = 10.8 < 15$$

$$m = 3 \Rightarrow (n_q)_3 = (3)^{0.75} \times 6.43 = 14.65 < 15$$

$$m = 4 \Rightarrow (n_q)_4 = (4)^{0.75} \times 6.43 = 18.2 \Rightarrow \eta = 75\%$$

پمپ فوق از نظر راندمان در حد قابل قبول بوده ولی با این وجود بهتر است که شرایط پمپ مورد نظر به صورت ۵ مرحله‌ای نیز مورد بررسی قرار گیرد.

$$m = 5 \Rightarrow (n_q)_5 = (5)^{0.75} \times 6.43 = 21.5 \Rightarrow \eta = 78\%$$

راندمان پمپ ۵ مرحله‌ای در مقایسه با ۴ مرحله‌ای حدود ۳ درصد بیشتر بوده و در عوض قیمت آن بیشتر است. امروزه راندمان پمپ در مقایسه با قیمت آن از اهمیت بالایی قرار داشته و اکثراً طراحان سیستم‌های پمپاژ ترجیح می‌دهند که از پمپهای با راندمان بالاتر استفاده کنند. چرا که ضمن کاهش هزینه انرژی در دوران بهره‌برداری، میزان توقفات آنها نیز کمتر می‌باشد. در عوض قیمت و هزینه‌های تعمیرات آن بیشتر خواهد بود. در هر حال انتخاب نهایی بعهده مهندس طراح پروژه می‌باشد.

بخش ششم:

تأثیر خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ بر عملکرد پمپهای گریزاز مرکز

۱-۶: مقدمه

کارآئی و عملکرد پمپهای گریزازمرکز به صورت یک دسته منحنی‌های مشخصه شامل منحنی‌های تغییرات ارتفاع قابل دسترس (H)، توان مصرفی (P)، راندمان (η) و NPSHR بر حسب دبی (Q) از سوی شرکت‌های سازنده پمپ تهیه شده و در اختیار مشتریان قرار داده می‌شود.

با توجه به تنوع زیادی که در خواص فیزیکی مایعات نظیر وزن مخصوص، ویسکوزیته، درصد مواد جامد و میزان گاز حل شده در مایع وجود دارد، عملاً امکان ارائه اطلاعات لازم برای تأثیر هر یک از آنها بر روی عملکرد پمپهای ساخته شده از سوی شرکت‌های تولید کننده پمپ برای مشتریان وجود ندارد.

به همین خاطر، کلیه اطلاعات مورد نیاز در رابطه با عملکرد پمپهای گریزازمرکز برای آب خالص به عنوان پر مصرف‌ترین مایع در صنایع تهیه شده و در اختیار مشتریان قرار داده می‌شود. بدیهی‌است هرگونه تغییر در خواص فیزیکی مورد اشاره در مایع مورد انتقال موجب تغییر در رفتار پمپ گردیده و به همین خاطر چگونگی تأثیر آنها در منحنی‌های مشخصه پمپ باید مورد توجه قرار گیرد.

در این بخش تأثیر خواص فیزیکی مایع مورد انتقال نظیر وزن مخصوص، ویسکوزیته، درصد گاز حل شده در مایع و حضور مواد جامد بر روی عملکرد پمپهای گریزازمرکز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲-۶: تأثیر وزن مخصوص

اگر وزن مخصوص مایع مورد انتقال مغایر وزن مخصوص آب باشد (با فرض ثابت ماندن سایر مشخصه‌های فیزیکی مایع) فقط بر روی توان مصرفی پمپ تأثیر گذاشته و سایر مشخصه‌های رفتاری پمپ نظیر دبی، ارتفاع، راندمان و NPSHR تغییر نکرده و اطلاعات داده شده برای آب، در مورد مایع جدید نیز صادق می‌باشد. همانطوری که در رابطه (۶-۱) اشاره شد، توان مصرفی در پمپ با وزن مخصوص مایع رابطه خطی داشته و لذا در صورت وجود هرگونه مغایرت در وزن مخصوص مایع مورد انتقال با آب باید توان مصرفی را از روی منحنی مشخصه پمپ برای آب به دست آورده و سپس در وزن مایع مورد پمپاژ ضرب نمود.

۳-۶: تأثیر ویسکوزیته

از نظر تئوریک منحنی مشخصه پمپ و به‌ویژه منحنی (دبی - ارتفاع) مستقل از ویسکوزیته مایع مورد پمپاژ بوده و نباید تأثیری بر روی عملکرد پمپ به‌گذارد. ولی عملاً وجود پدیده اصطکاک مایع (Liquid Fraction) و اصطکاک دیسکی (Disk Fraction) در پمپ باعث می‌شود تارفتار واقعی پمپ با شرایط ایده آل مغایر بوده و از آنجائی که از دست رفت‌های انرژی ناشی از دو پدیده فوق به ویسکوزیته مایع مورد پمپاژ بستگی دارد، لذا در صورت مغایرت ویسکوزیته مایع با

ویسکوزیته آب، منحنی مشخصه‌های ارائه شده از سوی شرکت‌های سازنده پمپ برای مایع مورد انتقال صادق نبوده و باید تأثیر آن بر روی منحنی‌های مشخصه پمپ منظور شود.

تحلیل دقیق چگونگی تأثیر ویسکوزیته بر روی منحنی‌های مشخصه پمپ بحث مفصلی بوده که در حوصله این مجموعه نمی‌باشد و جهت کسب اطلاعات بیشتر در این زمینه می‌توان به کتابهای مکانیک سیالات و توربو ماشینها مراجعه کرد. آنچه که در این بخش بدان اشاره می‌شود، فقط چگونگی تأثیر ویسکوزیته مایع بر روی منحنی‌های مشخصه پمپهای گریز از مرکز می‌باشد.

ویسکوزیته جزء خواص دینامیکی سیال بوده و لذا با تغییر آن مشخصه‌های رفتار دینامیکی پمپ نیز تغییر خواهد کرد. در شکل (۶-۱) تغییرات منحنی‌های مشخصه یک پمپ گریز از مرکز بر حسب تغییرات ویسکوزیته آن نشان داده شده‌است.

واحد ویسکوزیته مورد استفاده در این شکل SSU (Saybolt Second Universal) بوده که جزء واحدهای ویسکوزیته سینماتیکی است که در صنایع نفت و پتروشیمی کاربرد زیادی دارد. در سیستم متریک عموماً از استوک (Stock) استفاده می‌شود که معادل $1 \text{ cm}^2/\text{s}$ بوده و هر سانتی‌استوک (cst) معادل 0.1 استوک می‌باشد.

از آنجائی که واحدهای ویسکوزیته مورد استفاده در صنایع بسیار متنوع می‌باشد، در شکل (۶-۲) دیاگرام تبدیل واحدهای مختلف ویسکوزیته به یکدیگر نشان داده شده‌است. موضوع اصلی که در این بخش باید مورد بررسی قرار گیرد چگونگی دست یابی به منحنی‌های مشخصه پمپهای گریز از مرکز برای مایعاتی با ویسکوزیته مغایر با آب (ویسکوزیته آب معادل 1 c.St یا 32 SSU است) می‌باشد. برای این منظور می‌توان از شکل (۶-۳) استفاده کرد. نحوه دست یابی به منحنی‌های مشخصه پمپ برای انتقال مایعاتی با ویسکوزیته مغایر با ویسکوزیته آب بشرح زیر می‌باشد.

۱- نقطه ای مانند Q_1 را روی محور طولهای منحنی‌های مشخصه پمپ انتخاب کرده و با رسم خطی عمود بر آن، مقادیر ارتفاع (H_1) ، راندمان (η_1) را برای دبی Q_1 از روی منحنی‌های مشخصه پمپ به دست آورید.

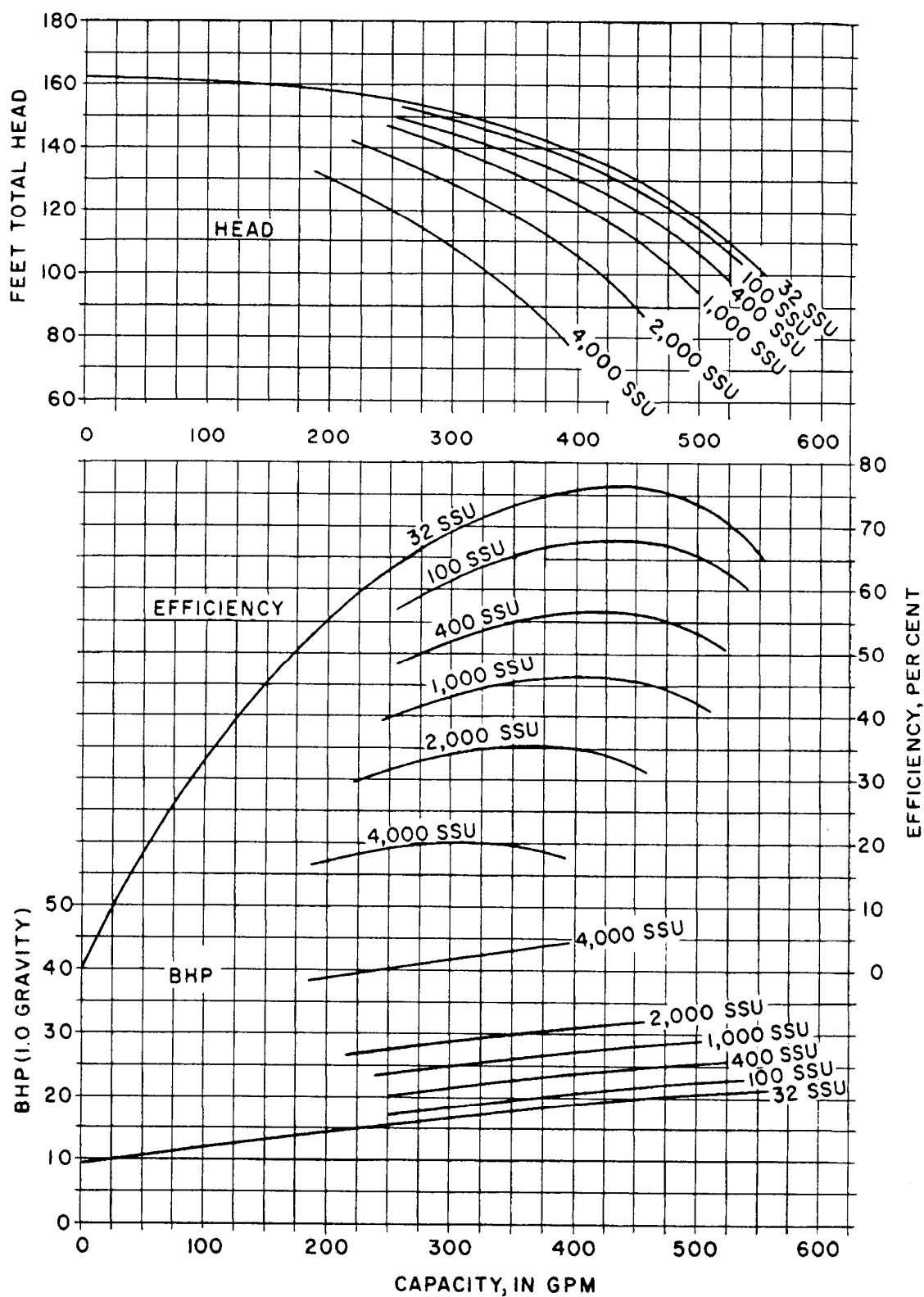
۲- در شکل (۶-۲)، بر روی محور طولها مقدار Q_1 را علامت گذاری کنید (نقطه A) و از آنجا خطی عمود بر محور طولها رسم نموده (خط ۱) تا خطوط مورب و موازی مربوط به ارتفاع رادار ارتفاعی معادل (H_1) قطع کند.

در مثال شکل (۶-۲)، $Q_1 = 120$ متر مکعب در ساعت و $H_1 = 10$ متر می‌باشد.

۳- از نقطه B خطی به موازات محور طولها رسم نموده (خط ۲) تا خط مربوط به ویسکوزیته مایع مورد انتقال را قطع کند (نقطه C). در این مثال ویسکوزیته مایع $500 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ است

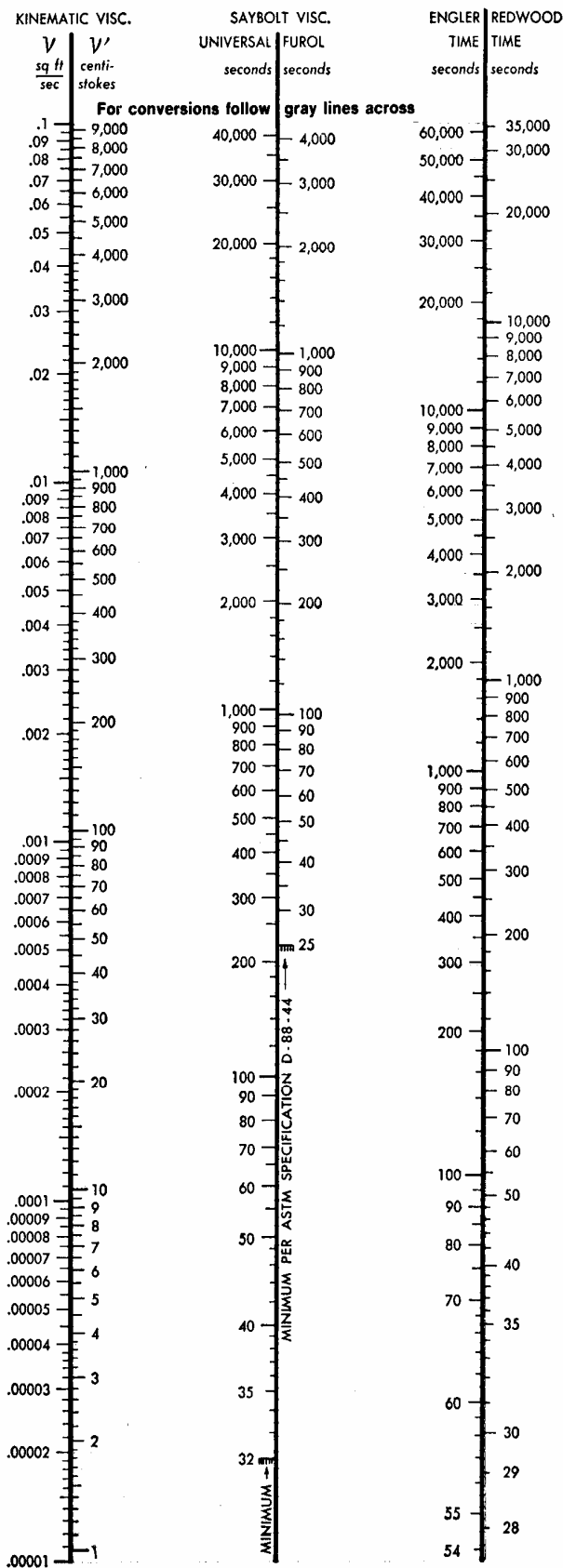
۴- از نقطه C خطی عمود بر محور طولها رسم نموده (خط ۳) تا خط مربوط به سرعت دورانی پمپ را قطع کند (نقطه D). در این مثال سرعت دورانی پمپ 1450 دور در دقیقه می‌باشد.

۵- از نقطه D خطی به موازات خطوط مربوط به سرعت دورانی پمپ رسم کرده (خط E) تا محور مربوط به سرعت مخصوص پمپ (n_q) را قطع نماید. (نقطه E).



شکل (۱-۶): تأثیر ویسکوزیته بر روی منحنی‌های مشخصه یک پمپ گریزازمرکز

Viscosity Conversions.



To convert:	into centistokes (v')	into sq ft per sec (v)
from Metric units (centistokes)	$v' = 92.900 v$	$v = 0.000 010 76 v'$
from English units (sq ft per sec)	see Table I in ASTM Spec. D-446-39 (plotted for basic temperature 100 F)	converted from ASTM Spec. D-446-39
from Saybolt Universal (seconds)	see Table I in ASTM Spec. D-666-44 (plotted for std temp of 122 F)	converted from ASTM Spec. D-666-44
from Saybolt Furol (seconds)	$v' = 0.147 \text{ Engler} - \frac{374}{\text{Engler}}$	$v = 0.000 001 58 \text{ Engler} - \frac{0.00403}{\text{Engler}}$
from Engler (seconds)	$v' = 0.260 \text{ Redwood} - \frac{171.5}{\text{Redwood}}$	$v = 0.000 002 80 \text{ Redwood} - \frac{0.00185}{\text{Redwood}}$
from Redwood standard (seconds)	$v' = \frac{\text{centipoises}}{\text{density}}$	$v = 32.2 \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\text{lb sec per sq ft}}{\text{lb per cu ft}} \right)$
from absolute viscosity		

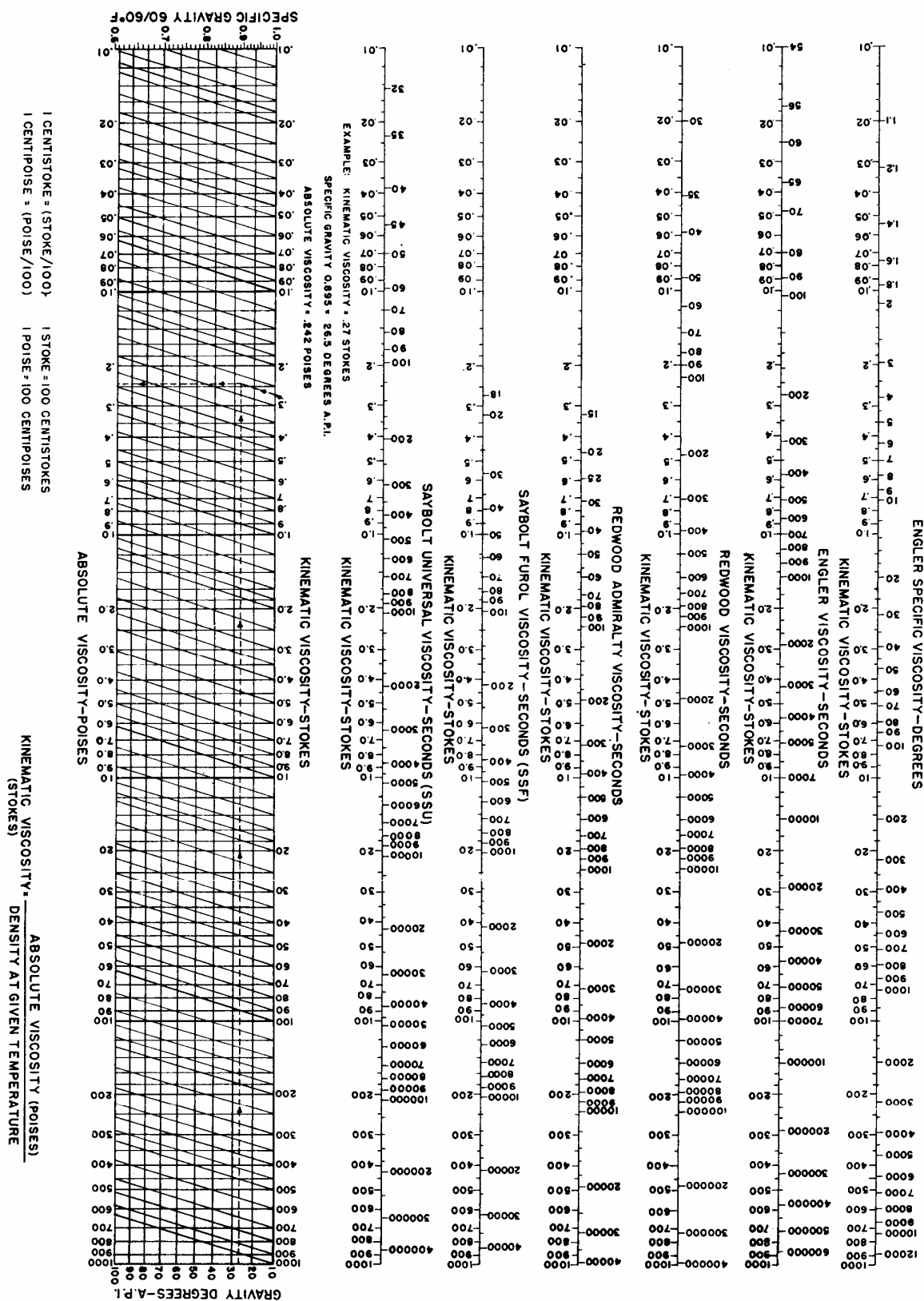
To convert other units in-
to kinematic viscosity in
English units v (sq ft per
sec) or in Metric units v'
(centistokes), use the
chart or the formulas to
the right:

To convert degrees API
and Baumé into Specific
Gravity, use the formulas
to right:

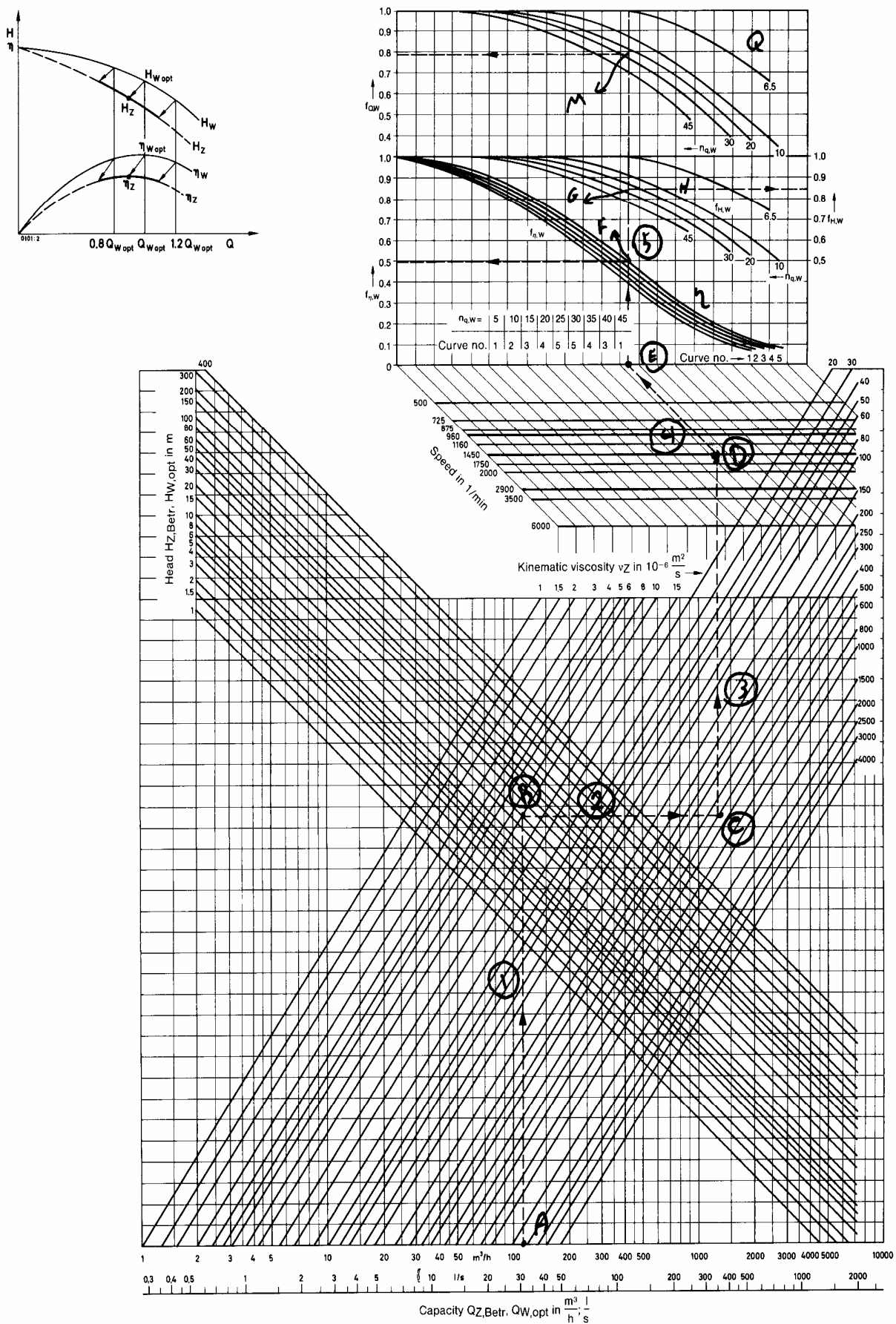
Liquids lighter than water (API Formula)	Liquids heavier than water (U.S. Bureau of Stds.)
Specific gravity 60/60F = $\frac{141.5}{131.5 + \text{Degrees API}}$	Specific gravity = $\frac{145}{145 - \text{Degrees Baumé}}$

شکل (۷۲-۶): نمودار تبدیل واحدهای مختلف ویسکوزیته

Viscosity Conversions.



شکل (b ۲-۶): نمودار تبدیل واحدهای مختلف ویسکوزیته



شکل (۳-۶): تعیین ضرایب اصلاح مشخصه‌های پمپ برای مایعات غیر از آب

۸- برای Q_1 مقادیر جدیدی انتخاب کرده و مراحل فوق را تکرار کنید.

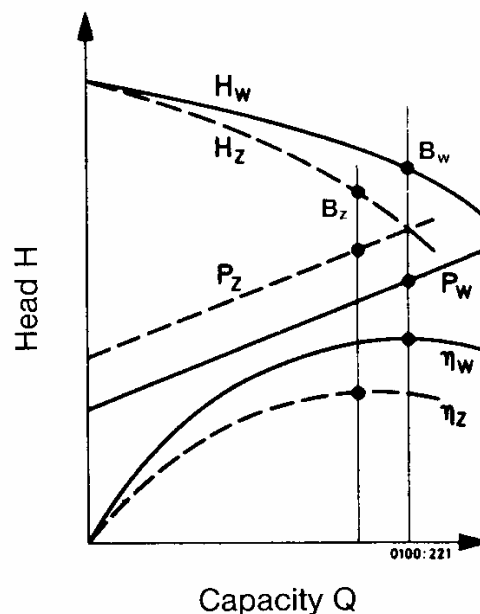
۹- با استفاده از رابطه (۶-۱)، توان مصرفی را برای هر یک از مقادیر Q_Z, H_Z, η_Z و بادر نظر گرفته وزن مخصوص مایع مورد انتقال محاسبه نمایید.

۱۰- جدولی به شکل زیر تشکیل دهید (جدول ۶-۱).

	P_Z	η_Z	H_Z	Q_Z
وضعیت ۱				
وضعیت ۲				
وضعیت ۳				
وضعیت ۴				
وضعیت ۵				

جدول (۶-۱): راهنمایی تهیه اطلاعات مربوط به رفتار پمپ برای مایع با ویسکوزیته مغایر با آب

۱۱- منحنی تغییرات H_Z, η_Z و P_Z را برای Q_Z های مختلف رسم کنید. شکلی نظیر شکل (۶-۴) به دست می آید که نمونه از آن در شکل (۶-۱) نشان داده شده است.



شکل (۶-۴): تغییر منحنی مشخصه پمپ گریزاز مرکز برای مایعی غیر از آب

تذکرات: استفاده از این روش و نمودار مربوط به تعیین ضریب اصلاح مشخصه های پمپ برای موارد زیر صادق است:

الف: پمپ از نوع یک مرحله ای با پوسته پیچی و جریان شعاعی باشد.

ب: سرعت مخصوص پمپ $n_q = 6-45$ باشد.

ج: ویسکوزیته مایع از $4000 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ تجاوز نکند.

د: بعداز تعیین توان مصرفی باید دقت شود که آیا شافت مورد استفاده در پمپ قابلیت انتقال توان مورد استفاده در پمپ را دارد؟ اگر افزایش توان مصرفی زیاد باشد، لازم است که اصلاحات مورد نیاز بر روی شافت پمپ صورت پذیرد.

ه: در صورت استفاده از منحنی فوق برای پمپهای چند مرحله ای ضریب اصلاحیه را باید برای هر مرحله از پمپ مورد استفاده قرار داد.

جمع بندی کلی:

بر اساس بررسی نتایج حاصل از افزایش ویسکوزیته مایع بر روی عملکرد پمپهای گریزاز مرکز مشخص می شود که این امر موجب کاهش دبی، ارتفاع و راندمان پمپ گردیده و در عوض توان مصرفی مخصوص (توان مخصوص P' ، عبارت است از نسبت P/Q یا به عبارت دیگر توان مصرف شده برای واحد دبی) افزایش می یابد.

تأثیر افزایش ویسکوزیته بر روی سه پارامتر دبی، ارتفاع و راندمان یکسان نمی باشد و در این بین راندمان پمپ بیشترین کاهش را داشته و بعد از آن دبی و ارتفاع کمتر کاهش می یابند.

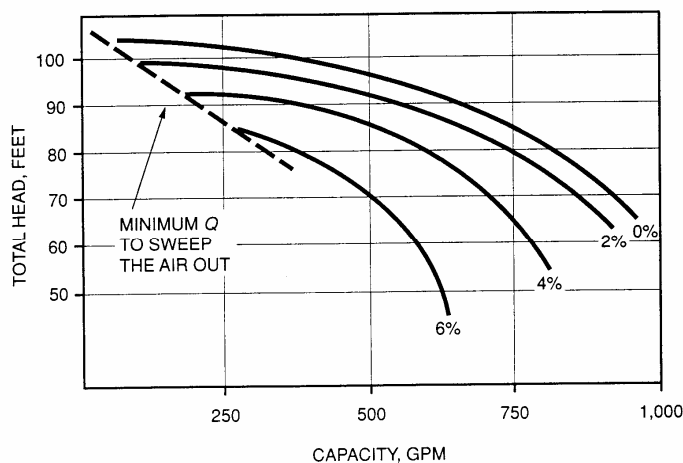
تأثیر نامطلوب ویسکوزیته بر عملکرد پمپهای گریزاز مرکز از آنچنان اهمیتی برخوردار است که امروزه اکیداً توصیه می شود که از به کار گیری پمپهای گریزاز مرکز برای انتقال مایعات با ویسکوزیته بیشتر از ۱۰۰۰ SSU (معادل ۲۲۰ سانتی استوک) خودداری شده و بجای آن سعی شود از پمپهای جابجائی مثبت (نظیر پمپهای دورانی) برای جابجائی مایعات با ویسکوزیته زیاد استفاده شود.

۴-۶: حضور هوا و سایر گازها در مایع مورد پمپاژ

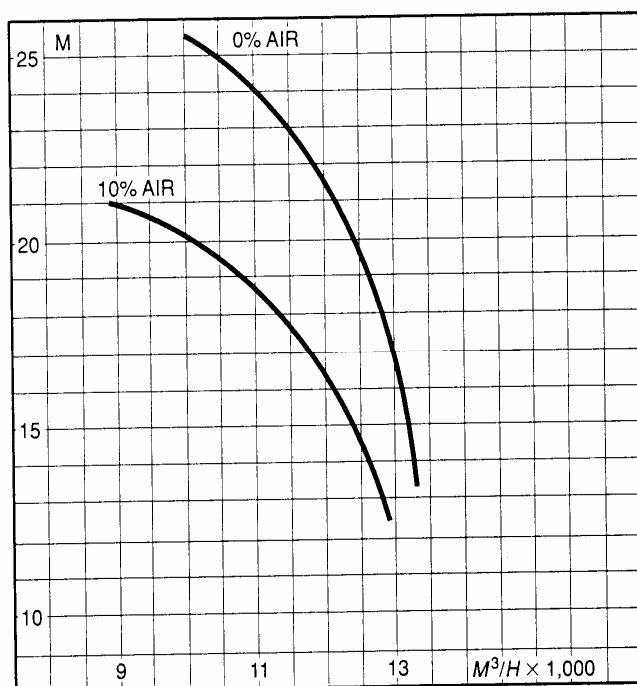
حتی اگر مقدار کمی هوا و یا گاز دیگر (مثلاً یک درصد) در مایع مورد انتقال وجود داشته باشد، می تواند بر روی منحنی دبی-ارتفاع پمپهای گریزاز مرکز تأثیرات شدید و نامطلوبی به گذارد که در شکل (۵-۶) نشان داده شده است. با افزایش میزان گاز موجود در مایع تأثیر نامطلوب آن شدت بیشتری بخود می گیرد، به نحوی که در مقادیری نزدیک به ۶ درصد می تواند حتی موجب توقف جریان مایع از پمپ گردد.

نمونه ای از تأثیر حضور گاز در مایع مورد انتقال در شکل (۶-۶) نشان داده شده است که دارای مغایرت زیادی با آنچه که در شکل (۵-۶) مشاهده شد، می باشد. علت این امر را باید در تأثیر عوامل متعدد بر نحوه تأثیر گذاری حضور گاز در مایع مورد انتقال عملکرد پمپ دانست. لذا در یک جمع بندی کلی نمی توان قانونمندی کلی برای آن تدوین نمود، و فقط می توان اظهار داشت که حضور گاز در مایع مورد انتقال یک پدیده نامطلوب بوده که میتواند بر روی عملکرد پمپ عوارض جدی به گذارد ولی شدت تأثیر گذاری آن به عوامل متعددی نظیر در صد گاز، نوع گاز،

دبی پمپ، طراحی پمپ و... بستگی داشته که لازم است برای هر پمپ معین از طریق انجام یکسری آزمایش ویژه شناسائی شود.



شکل (۵-۶): تأثیر حضور هوا (گاز) در مایع مورد انتقال بر عملکرد یک پمپ گریزازمرکز



شکل (۶-۶): تأثیر وجود هوا بر منحنی دبی - ارتفاع یک پمپ گریزازمرکز

۵-۶: تأثیر مواد جامد بر عملکرد پمپهای گریزاز مرکز

در طراحی پمپهای گریزازمرکز، فرض براین است که پمپ مایعی فاقد ذرات جامد را منتقل می‌سازد. حضور ذرات جامد در مایع مورد انتقال می‌تواند بر ارتفاع قابل دسترس و راندمان پمپ تأثیر نامطلوب باقی گذاشته و باعث کاهش ارتفاع و راندمان پمپ گردد. با این وجود در بسیاری از موارد ناچاراً باید از پمپهای گریزاز مرکز برای انتقال مواد لجنی و مایعات حاوی ذرات جامد (نظیر خمیر کاغذ) استفاده شود. درچنین مواردی ابعاد ذرات جامد،

غلظت آن، وزن مخصوص مایع و ماده جامد موجود در آن، ویسکوزیته، قابلیت سایشی، سختی و قابلیت خوردگی ماده جامد باید مورد توجه قرار گیرد.

تأثیر مواد جامد در مایع مورد انتقال آنطوری که برروی ارتفاع قابل دسترس تأثیر می‌گذارد، برروی دبی پمپ تأثیر نامطلوب کمتری دارد. این امر به‌ویژه در مورد پمپهای کوچکتر (یا به عبارت دیگر پروانه کوچکتر) بیشتر به چشم می‌خورد.

در مورد چگونگی تأثیر حضور مواد جامد در مایع مورد انتقال برروی عملکرد پمپهای گریزازمرکز دستورالعمل کلی وجود نداشته و به همین خاطر بهتر است که به اطلاعات ویژه ای که در سیستم بهره‌برداری و بر حسب خصوصیات پمپ مورد استفاده و مایع مورد انتقال تهیه گردیده است استناد نمود.

تأثیر نامطلوب حضور مواد جامد برروی ارتفاع قابل دسترس و راندمان پمپهای گریزازمرکز را می‌توان به صورت زیر تحلیل کرد:

الف: لغزش بین ذرات مایع مورد انتقال و ذرات جامد موجود در آن باعث می‌شود تا شتاب ماده لجنی مورد انتقال دائماً در حال افزایش و کاهش بوده و همین امر موجب از دست رفت انرژی در پمپ می‌گردد.

ب: در اثر برخورد ذرات جامد با یکدیگر و اصطکاک ناشی از آن مقداری از انرژی داده شده به مایع به هدر رود.

وجود پدیده‌های فوق و تأثیر آن برروی ارتفاع و راندمان پمپ باعث می‌شود تا منحنی مشخصه پمپی که برای آب تهیه شده است اصلاح گردیده و برای این منظور از ضریب اصلاحی به نام نسبت ارتفاع (نسبت ارتفاع برای ماده لجنی به ارتفاع آب) تحت عنوان HR و نسبت راندمان (نسبت راندمان برای ماده لجنی به راندمان برای آب) با نشانه ER استفاده شود.

۶-۶: تعیین ضریب اصلاحیه مربوط به حضور ذرات جامد

جهت تعیین مقادیر HR و ER دو روش وجود دارد: اصلاحیه Morris-Gould و نمودار Warman. در هر دو روش مایعات حاوی ذرات جامد به دودسته تقسیم می‌شوند:

الف: مایع با سرعت ته نشینی زیاد

مایعاتی که حاوی ذرات جامد درشت با درصد کم بوده و سرعت ته نشینی ذرات بالاتر از حدود ۹ متر در دقیقه می‌باشد.

ب: مایعات با سرعت ته نشینی کم

ذرات جامد در این مواد ریز بوده و یا درصد آنها زیاد می‌باشد. از آنجائی که راندمان پمپ در اثر لغزش بین ذرات جامد و مایع کاهش چندانی نمی‌یابد، لذا در چنین مواردی فقط تأثیر افزایش ویسکوزیته مایع مورد توجه قرار گرفته و باید از دستورالعمل داده شده در قسمت

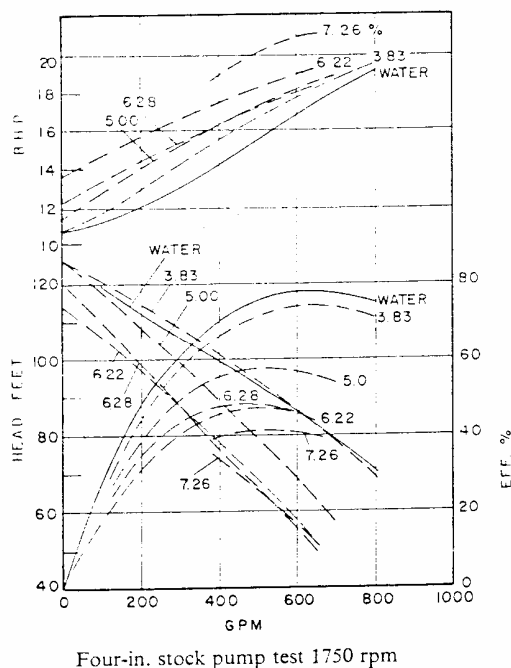
(۳-۶) برای اصلاح منحنی‌های مشخصه پمپ به جهت افزایش ویسکوزیته مایع مورد انتقال استفاده کرد.

در روش ارائه شده از سوی Morris-Gould، مقادیر ER و HR مساوی در نظر گرفته می‌شود. اندازه ذرات بین ۰/۳ تا ۱۰ میلی متر بوده و نسبت وزن مخصوص جامد به مایع بین ۱۰ - ۱/۲۵ می‌باشد. در این صورت:

$$HR = ER = 1 - 0.075 \times C_1 \times C_2 \quad (۶-۱)$$

مقادیر C_1 و C_2 را می‌توان از روی نمودار ارائه شده از سوی Morris - Gould به دست آورد. در نمودار داده شده از سوی Warman مواردی که در صد حجمی مواد جامد کمتر از ۲۰ درصد باشد ER و HR با هم مساوی خواهند بود. در هر حال مقادیر ER و HR به اندازه ذرات جامد، درصد حجمی ذرات جامد، نسبت اندازه ذرات به قطر پروانه بستگی دارد.

در شکل (۶-۷) تغییرات منحنی‌های مشخصه یک پمپ گریزازمرکز برای آب و خمیر کاغذ با در صد‌های مختلف نشان داده شده است. در مقادیر کم ذرات جامد موجود در آب (تا ۴ درصد) و به لحاظ بالا بودن سرعت جریان در پمپ، نقطه بهره‌برداری در ناحیه جریان در هم (Turbulent) قرار داشته و لذا از دست رفت ناشی از اصطکاک با شرایط انتقال آب تفاوت چندانی ندارد. ولی با افزایش در صد مواد جامد، کار آئی پمپ کاهش یافته و BEP به سمت چپ منحنی جابجا می‌شود.



شکل (۶-۷): تأثیر ذرات جامد بر منحنی‌های مشخصه پمپهای گریزازمرکز

افزایش توان مصرفی به خاطر افزایش از دست رفت ناشی از اصطکاک دیسکی و از دست رفت‌های هیدرولیکی در پمپ می‌باشد.

بخش هفتم:

کاویتاسیون *Cavitation*

۱-۷: مقدمه

اکثر ماشین‌ها دارای نقاط وضعی هستند که می‌توان آن‌را پاشنه آشیل (Achilles' Heel) ماشین دانست. پاشنه آشیل پمپها (به‌ویژه پمپهای گریزازمرکز) قسمت مکش آن می‌باشد. چرا که اگر شرایط بهره‌برداری از سیستم به نحوی باشد که بتوان سیال مورد انتقال را به صورت مایع به دهانه پمپ رسانید، پمپ در انتقال مایع به محل مورد نظر کمتر دچار مشکل می‌گردد. اکثر مشکلات و خرابی‌های پمپهای گریزازمرکز به قسمت مکش آن مربوط بوده که در بین آنها هوا گرفتن و بروز پدیده کاویتاسیون (Cavitation) جزء مشکلات اساسی پمپها می‌باشد. هرچند که کاویتاسیون مختص پمپها نمی‌باشد و در هر سیستم انتقال مایع (نظیر لوله، شیرها و...) می‌تواند به وقوع بپیوندد ولی در این بخش فقط بروز این پدیده در پمپهای گریزازمرکز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

(در یک تعریف ساده کاویتاسیون عبارت است از تشکیل حبابهای گاز در قسمت مکش (در اثر کاهش فشار)، ورود حبابها به درون پروانه و پوسته، ترکیدن حبابها در داخل پروانه و پوسته، آزاد شدن انرژی و بروز خرابی در قطعات پمپ).

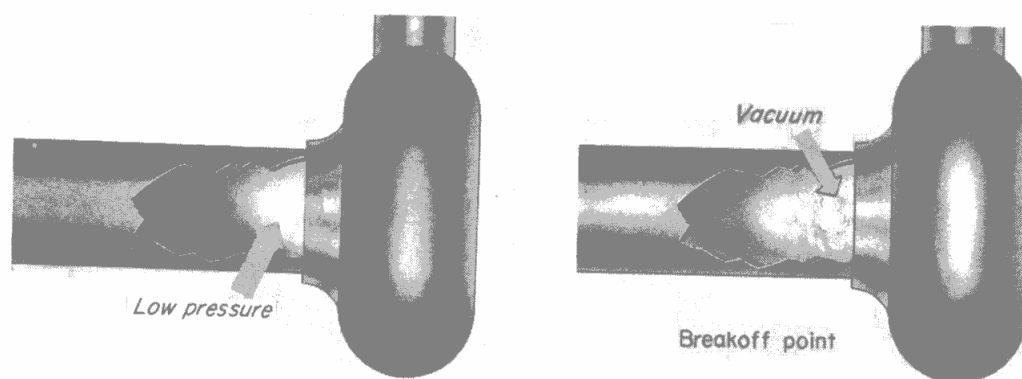
انرژی آزاد شده در اثر ترکش حبابها، همان انرژی نهان تبخیر مایع بوده که در زمان تبخیر به مایع داده می‌شود. از نظر لغوی، کاویتاسیون معادل (حفره زائی) می‌باشد، چرا که در اثر جوشش (Boiling) مایع، حبابهای بخار تشکیل شده و همزمان با آن گازهای حل شده در مایع آزاد گردیده و حفره‌هایی (Cavities) در درون مایع تشکیل می‌گردد که از حبابهای گاز و بخار پر شده اند. این حبابها در منطقه فشار قوی تر کیده و به صورت مایع در می‌آیند (Condensation) و در پی آن حفره‌ها محو شده و آسیب دیدگی سطوحی که با آن در تماس می‌باشند را از خود باقی می‌گذارند. به همین خاطر این پدیده را حفره زائی یا کاویتاسیون می‌نامند که فرآیندی هیدرودینامیکی می‌باشد.

فرآیند تبخیر مایع و یا متصاعد شدن گازهای محلول در آن و یا بروز هم زمان دو پدیده فوق، گسترش، متراکم شدن و از بین رفتن آنها در مدت زمان بسیار کوتاهی (در حدود یکصدم تا یکهزارم ثانیه) صورت می‌گیرد. بنابراین عمر حبابها بسیار کوتاه بوده و حالت کاویتاسیون بسیار ناپایدار می‌باشد. حبابها به همراه جریان مایع جابجا شده و در منطقه فشار قوی و در تماس با جداره جامد قطعات (پروانه و یا پوسته) متراکم می‌گردد. ذرات مایع در جستجوی پر کردن چنین حفره‌های موضعی، با سرعت زیاد بمرکز این حفره‌ها برخورد کرده و باله شدن و ترکیدن موجب ایجاد ضربه موضعی بر روی سطوح قطعات می‌گردند.

افزایش فشار موضعی موجب وارد شدن نیروی زیاد با فرکانس بالا بر روی سطوح گردیده که فرسایش و تخریب قطعات را به دنبال خواهد داشت. لازم به ذکر است که فرسایش سطوح نه در

قسمت تشکیل حبابها و بلکه در محل ترکش آنها صورت می‌پذیرد. اگر مایع مورد پمپاژ حاوی حبابهای گاز دیگری (نظیر هوا) باشد، با کاهش فشار، حلالیت گاز در مایع کاهش یافته و از آن خارج می‌شود. این حبابها نیز می‌توانند در مناطق با فشار زیادتر کیده و پدیده ای به نام کاویتاسیون کاذب (Pseudo-Cavitation) ایجاد نمایند. تشکیل حبابها می‌تواند به دودلیل مختلف باعث بروز مشکلاتی در عملکرد پمپ گردد:

اولاً گسترش حبابها باعث گرفتگی مجاری جریان مایع در پمپ گردیده و عملکرد هیدرولیکی آن را تحت الشعاع قرار می‌دهد (شکل ۷-۱).



شکل (۷-۱): تشکیل حباب و گرفتگی مجرای مکش در اثر کاهش فشار مایع

ثانیاً تشکیل حبابها و ترکیدن آن بر روی سطح آزاد قطعات، آنها را در معرض تنش موضعی شدیدی قرار داده که موجب بروز پدیده خستگی (Fatigue) و آسیب دیدگی سطحی که در معرض ترکش حبابها قرار دارند می‌شوند. با توجه به دلایل فوق پمپهای گریزازمرکز قادرند پدیده کاویتاسیون را تا حد معینی تحمل نموده که سطح آن به شرایط بهره‌برداری، خواص فیزیکی سیال مورد انتقال و... بستگی دارد. میزان خرابی به وجود آمده در پمپ به ویژگیهای فلزات به کار برده شده در ساخت قطعات و مدت زمانی که پمپ در معرض پدیده کاویتاسیون قرار دارد بستگی داشته و خصوصاً نوع ساختاری پمپ در این زمینه اهمیت زیادی دارد. هرچند که پمپهای با سرعت خطی پائین پروانه به لحاظ داشتن فشار (ارتفاع) دهش کم قادرند تا در دوره زمانی طولانی شرایط سخت پدیده کاویتاسیون را تحمل نمایند ولی پمپهای با مراحل زیاد (نظیر پمپهای تغذیه دیگ بخار) که باید در سرعت زیاد کار کنند، بروز پدیده کاویتاسیون در آنها در یک دوره زمانی بسیار کوتاه می‌تواند صدمات شدیدی بر قطعات پمپ وارد سازد.

بروز پدیده کاویتاسیون همواره با عوارض نامطلوبی توأم بوده که عمده‌ترین آنها عبارت است از کاهش راندمان، نوسان شدید فشار مایع خروجی از پمپ، صدمات مکانیکی، فرسایش سطوح و قطعات داخلی پمپ، افزایش میزان لرزش، ایجاد سرو صدای غیر طبیعی ناشی از ضربات هیدرولیکی و... سرو صدای ایجاد شده از گونه خاصی می‌باشد، به نحوی که می‌توان آن را به

صدای عبور ذرات شن از داخل پوسته پمپ تشبیه کرد. هر چند که تمامی نقاط داخل پوسته پمپ می‌توانند در معرض آسیب دیدگی ناشی از ترکش حبابها قرار گیرند، ولی باین وجود، پروانه و به‌ویژه در سطوح محدب آنها بیشتر در معرض آسیب دیدگی ناشی از پدیده کاویتاسیون قرار دارند.

بروز پدیده کاویتاسیون در پمپهای گریزازمرکز یک حادثه اتفاقی و بی مقدمه نبوده و به شرایط بهره‌برداری و طراحی پمپ بستگی دارد. قبلاً در تحلیل عملکرد پمپهای گریزازمرکز و به‌ویژه شرایط قسمت مکش آن از واژه‌هایی نظیر حداکثر مکش (Lift) مجاز و یا ارتفاع (Head) مورد نیاز مکش استفاده می‌شد. اولاً مفاهیم فوق تنها برای آب معتبر بوده، ثانیاً به فشار جو بستگی دارند. ضمناً در تعریف واژه‌های فوق نقش درجه حرارت مایع در آنها منظور نگردیده که این خود یک نقطه ضعف بزرگ برای آنها محسوب می‌شد. به همین خاطر امروزه در بررسی شرایط قسمت مکش پمپ از واژه ای به نام خالص ارتفاع مثبت بالاتر از فشار بخار مایع و یا به صورت رایج‌تر خالص ارتفاع مثبت در قسمت مکش (Net Positive Suction Head) یا به اختصار (NPSH) استفاده می‌شود که به‌طور مفصل در قسمتهای بعدی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۷-۲: فشار بخار Vapor Pressure

بنا بر تعریف دمائی که مایع به گاز (و بالعکس) تبدیل می‌شود را دمای اشباع (Saturation Temperature) می‌نامند. دمای اشباع هر مایع به فشار آن بستگی دارد. مثلاً آب در فشار یک اتمسفر (۱۰۱۳۳/۱ بار) در دمای ۱۰۰ درجه سانتیگراد بجوش می‌آید. تعریف فوق را می‌توان به صورت دو گزاره زیر بیان کرد:

الف: دمای اشباع آب در فشار ۱۰۱۳۳/۱ بار، ۱۰۰ درجه سانتیگراد است.

ب: فشار بخار آب در دمای ۱۰۰ درجه سانتیگراد ۱۰۱۳۳/۱ بار می‌باشد.

همانطوری که از جدول (۷-۱) پیداست دمای اشباع آب با کاهش فشار کاهش می‌یابد (و بالعکس) و یا فشار بخار آب با کاهش درجه حرارت کاهش می‌یابد (و بالعکس). فشار بخار جزء خواص فیزیکی هر سیال می‌باشد. پدیده کاویتاسیون در پمپها هنگامی به‌وقوع می‌پیوندد که فشار مایع در قبل از چشمه پروانه، (و حتی در مواردی در داخل پروانه) از فشار بخار آن در دمای پمپاژ کمتر گردد (شکل ۷-۲).

در شکل (۷-۲a)، حداقل فشار در چشمه پروانه و بخش ابتدائی تیغه‌ها در حدی است که از فشار بخار مایع در دمای انتقال بالاتر بوده و لذا پمپ فارغ از بروز پدیده کاویتاسیون به کار خود ادامه می‌دهد. ولی در شکل (۷-۲b) در مناطقی از قسمت مکش و یا چشمه پروانه و حتی در قسمت‌های ابتدائی تیغه‌های پروانه، فشار مایع می‌تواند آنقدر کاهش یابد که از فشار بخار آن در دمای پمپاژ کمتر گردیده و همین امر می‌تواند موجب بروز پدیده کاویتاسیون شود.

بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که بروز پدیده کاویتاسیون در انتقال هرمایع در درجه نخست به دمای مایع مورد پمپاژ و میزان فشار در مسیر جریان مایع از قسمت مکش تا داخل پروانه بستگی دارد. ولی در کنار آن عوامل دیگری نظیر مشخصه‌های رفتاری پمپ (پروانه) نیز در بروز این پدیده مؤثر بوده که به‌طور جامع در قسمت‌های بعد بدان اشاره خواهد شد.

۳-۷: خالص ارتفاع مثبت در قسمت مکش NPSH

پدیده کاویتاسیون در پمپ‌های گریزازمرکز هنگامی به‌وقوع می‌پیوندد که خالص ارتفاع مثبت در قسمت مکش پمپ از آنچه که شرکت سازنده پمپ توصیه نموده‌است کمتر شده باشد. بنا براین برای تحلیل شرایط بروز این پدیده در پمپ‌های گریزازمرکز لازم‌است که هم شرایط قسمت مکش پمپ از نظر فشار (ارتفاع) و هم مشخصه‌های پمپ مورد استفاده از نظر وجود حداقل شرایط مورد نیاز جهت ممانعت از بروز این پدیده مورد بررسی قرار گیرد. جهت سهولت در تحلیل فوق NPSH به دو دسته تقسیم می‌شود:

الف: خالص ارتفاع مثبت قابل دسترس در قسمت مکش پمپ (NPSHA)

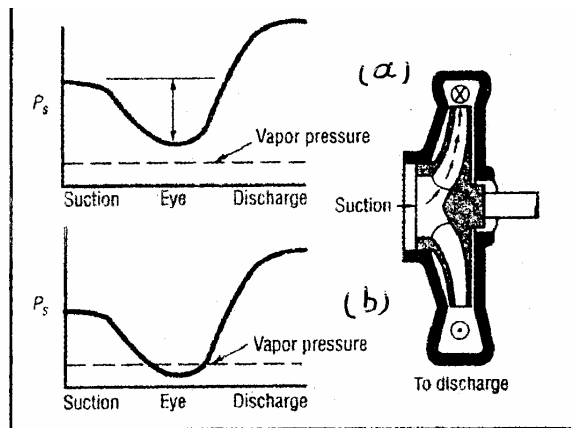
ب: خالص ارتفاع مثبت مورد نیاز در قسمت مکش پمپ (NPSHR)

NPSHA جزء مشخصه‌های سیستم پمپاژ بوده و به عوامل متعددی نظیر فشار جو، خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ (درجه حرارت، وزن مخصوص، فشار بخار در دمای انتقال، ویسکوزیته و...)، اختلاف سطح انرژی پتانسیل (فشار یا ارتفاع) در منبع مکش تا دهانه چشمه پروانه، تعداد و نوع اتصالات مورد استفاده در قسمت مکش، طول و قطر لوله مکش، دبی جریان و... بستگی دارد. بنابراین تعیین آن بعهده طراحان سیستم پمپاژ می‌باشد.

NPSHR به مشخصه‌های رفتاری و طراحی، دبی جریان، سرعت دورانی و... پمپ بستگی داشته که از سوی شرکت سازنده پمپ و به‌صورت یک دسته منحنی سهمی‌گونه صعودی برای قطرهای مختلف پروانه‌های مورد استفاده در پمپ بر حسب تغییرات دبی پمپ تهیه شده و در اختیار مشتریان قرار داده می‌شود (شکل ۸-۱). وجه مشترک NPSHR با NPSHA وابستگی هر دو آنها به دبی جریان مایع می‌باشد. با این تفاوت، در حالی که NPSHR با افزایش دبی افزایش می‌یابد، NPSHA با افزایش دبی کاهش یافته و همین مغایرت رفتاری باعث می‌شود که بتوان اذعان داشت که یکی از عوامل اصلی بروز کاویتاسیون در پمپ‌های گریزازمرکز بالا بودن دبی جریان می‌باشد.

t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm ³	t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm ³	t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm ³
0	273.15	0.00611	0.9998	61	334.15	0.2086	0.9826	138	411.15	3.414	0.9276
1	274.15	0.00657	0.9999	62	335.15	0.2184	0.9821	140	413.15	3.614	0.9258
2	275.15	0.00706	0.9999	63	336.15	0.2286	0.9816	145	418.15	4.155	0.9214
3	276.15	0.00758	0.9999	64	337.15	0.2391	0.9811	150	423.15	4.760	0.9168
4	277.15	0.00813	1.0000	65	338.15	0.2501	0.9805	155	428.15	5.433	0.9121
5	278.15	0.00872	1.0000	66	339.15	0.2615	0.9799	160	433.15	6.181	0.9073
6	279.15	0.00935	1.0000	67	340.15	0.2733	0.9793	165	438.15	7.008	0.9024
7	280.15	0.01001	0.9999	68	341.15	0.2856	0.9788	170	443.15	7.920	0.8973
8	281.15	0.01072	0.9999	69	342.15	0.2984	0.9782	175	448.15	8.924	0.8921
9	282.15	0.01147	0.9998	70	343.15	0.3116	0.9777	180	453.15	10.027	0.8869
10	283.15	0.01227	0.9997	71	344.15	0.3253	0.9770	185	458.15	11.233	0.8815
11	284.15	0.01312	0.9997	72	345.15	0.3396	0.9765	190	463.15	12.551	0.8760
12	285.15	0.01401	0.9996	73	346.15	0.3543	0.9760	195	468.15	13.987	0.8704
13	286.15	0.01497	0.9994	74	347.15	0.3696	0.9753	200	473.15	15.55	0.8647
14	287.15	0.01597	0.9993	75	348.15	0.3855	0.9748	205	478.15	17.243	0.8588
15	288.15	0.01704	0.9992	76	349.15	0.4019	0.9741	210	483.15	19.077	0.8528
16	289.15	0.01817	0.9990	77	350.15	0.4189	0.9735	215	488.15	21.060	0.8467
17	290.15	0.01936	0.9988	78	351.15	0.4365	0.9729	220	493.15	23.198	0.8403
18	291.15	0.02062	0.9987	79	352.15	0.4547	0.9723	225	498.15	25.501	0.8339
19	292.15	0.02196	0.9985	80	353.15	0.4736	0.9716	230	503.15	27.976	0.8273
20	293.15	0.02337	0.9983	81	354.15	0.4931	0.9710	235	508.15	30.632	0.8205
21	294.15	0.02485	0.9981	82	355.15	0.5133	0.9704	240	513.15	33.478	0.8136
22	295.15	0.02642	0.9978	83	356.15	0.5342	0.9697	245	518.15	36.523	0.8065
23	296.15	0.02808	0.9976	84	357.15	0.5557	0.9691	250	523.15	39.776	0.7992
24	297.15	0.02982	0.9974	85	358.15	0.5780	0.9684	255	528.15	43.246	0.7916
25	298.15	0.03166	0.9971	86	359.15	0.6011	0.9678	260	533.15	46.943	0.7839
26	299.15	0.03360	0.9968	87	360.15	0.6249	0.9671	265	538.15	50.877	0.7759
27	300.15	0.03564	0.9966	88	361.15	0.6495	0.9665	270	543.15	55.058	0.7678
28	301.15	0.03778	0.9963	89	362.15	0.6749	0.9658	275	548.15	59.496	0.7593
29	302.15	0.04004	0.9960	90	363.15	0.7011	0.9652	280	553.15	64.202	0.7505
30	303.15	0.04241	0.9957	91	364.15	0.7281	0.9644	285	558.15	69.186	0.7415
31	304.15	0.04491	0.9954	92	365.15	0.7561	0.9638	290	563.15	74.461	0.7321
32	305.15	0.04753	0.9951	93	366.15	0.7849	0.9630	295	568.15	80.037	0.7223
33	306.15	0.05029	0.9947	94	367.15	0.8146	0.9624	300	573.15	85.927	0.7122
34	307.15	0.05318	0.9944	95	368.15	0.8453	0.9616	305	578.15	92.144	0.7017
35	308.15	0.05622	0.9940	96	369.15	0.8769	0.9610	310	583.15	98.700	0.6906
36	309.15	0.05940	0.9937	97	370.15	0.9094	0.9602	315	588.15	105.61	0.6791
37	310.15	0.06274	0.9933	98	371.15	0.9430	0.9596	320	593.15	112.89	0.6669
38	311.15	0.06624	0.9930	99	372.15	0.9776	0.9588	325	598.15	120.56	0.6541
39	312.15	0.06991	0.9927	100	373.15	1.0133	0.9581	330	603.15	128.63	0.6404
40	313.15	0.07375	0.9923	102	375.15	1.0878	0.9567	340	613.15	146.05	0.6102
41	314.15	0.07777	0.9919	104	377.15	1.1668	0.9552	350	623.15	165.35	0.5743
42	315.15	0.08198	0.9915	106	379.15	1.2504	0.9537	360	633.15	186.75	0.5275
43	316.15	0.08639	0.9911	108	381.15	1.3390	0.9522	370	643.15	210.54	0.4518
44	317.15	0.09100	0.9907	110	383.15	1.4327	0.9507	374.15	647.30	221.2	0.3154
45	318.15	0.09582	0.9902	112	385.15	1.5316	0.9491				
46	319.15	0.10086	0.9898	114	387.15	1.6362	0.9476				
47	320.15	0.10612	0.9894	116	389.15	1.7465	0.9460				
48	321.15	0.11162	0.9889	118	391.15	1.8628	0.9445				
49	322.15	0.11736	0.9884	120	393.15	1.9854	0.9429				
50	323.15	0.12335	0.9880								
51	324.15	0.12961	0.9876	122	395.15	2.1145	0.9412				
52	325.15	0.13613	0.9871	124	397.15	2.2504	0.9396				
53	326.15	0.14293	0.9866	126	399.15	2.3933	0.9379				
54	327.15	0.15002	0.9862	128	401.15	2.5435	0.9362				
55	328.15	0.15741	0.9857	130	403.15	2.7013	0.9346				
56	329.15	0.16511	0.9852								
57	330.15	0.17313	0.9846								
58	331.15	0.18147	0.9842	132	405.15	2.8670	0.9328				
59	332.15	0.19016	0.9837	134	407.15	3.041	0.9311				
60	333.15	0.19920	0.9832	136	409.15	3.223	0.9294				

جدول (۱-۷): خواص ترمودینامیکی آب



منحنی بالایی نشان می‌دهد مادامی که فشار سیستم (P_s) در تمامی مراحل مکش، ورود به پروانه و تخلیه، بالاتر از فشار بخار مایع پمپ شونده باشد کاویتاسیون رخ نخواهد داد. منحنی پایینی حالتی را نشان می‌دهد که فشار سیستم به هنگام ورود مایع به چشم پروانه از فشار بخار مایع پایین‌تر رفته و این مسئله باعث بروز پدیده کاویتاسیون خواهد شد. مقطع مجرای حلزونی یک پمپ در سمت راست مسیر جریان را از میان پروانه نشان می‌دهد.

شکل (۷-۲): منحنی تغییرات فشار در قبل، داخل و بعد از پروانه پمپ گریز از مرکز

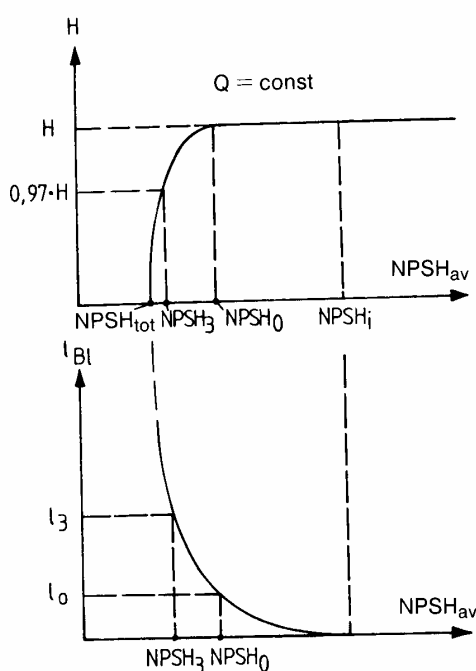
۷-۴: خالص ارتفاع مثبت مورد نیاز در قسمت مکش پمپ (NPSHR)

NPSHR را می‌توان انرژی پتانسیل مورد نیاز (ارتفاع برحسب متر) در قسمت مکش پمپ مازاد بر فشار بخار مایع در دمای انتقال (برحسب متر) تعریف کرد که امکان بهره‌برداری از پمپ بدون بروز پدیده کاویتاسیون در آن را میسر می‌سازد. NPSHR جزء مشخصه‌های رفتاری پمپ (یا پروانه) بوده و تابعی از سرعت جریان مایع به‌درون پروانه می‌باشد و مقدار آن تقریباً با مربع دبی پمپ افزایش می‌یابد.

عوامل دیگری نظیر قطر چشمه پروانه، سطح مقطع مکش پروانه، تعداد تیغه‌های پروانه، فضای بین تیغه‌ها، قطر شافت، قطر نافی پروانه، سرعت مخصوص پمپ، طراحی مجاری مایع در قسمت مکش پروانه و... نیز بر روی NPSHR مؤثر می‌باشند. در یک تعریف تجربی NPSHR در عمل عبارت‌است از افت فشار بین دهانه ورودی پمپ تا لبه خروجی پروانه که اگر مقدار آن از NPSHA تجاوز نماید، مایع به‌صورت ناگهانی تبخیر (Flashing) شده و در منطقه فشار قوی خواهد‌ترکید.

۷-۵: بررسی وضعیت شروع پدیده کاویتاسیون در پمپها

تا زمانی که NPSHA در حدی باشد که پمپ را از بروز پدیده کاویتاسیون مصون نگه‌دارد، مقدار آن نمی‌تواند بر عملکرد هیدرولیکی پمپ تأثیر به‌گذارد، یا به‌عبارت دیگر ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ مقداری ثابت و مستقل از NPSHA خواهد بود (شکل ۷-۳).



شکل (۷-۳): تغییرات ارتفاع و طول دنباله حبابها بر حسب NPSHA

با کاهش NPSHA ارتفاع کل پمپ در دبی ثابت تغییری نخواهد کرد ولی در نقطه ای مانند $NPSH_i$ ، اولین حبابهای بخار در پروانه پمپ تشکیل می‌شود که اصطلاحاً آن را کاویتاسیون مقدماتی یا ابتدائی (Incipient Cavitation) می‌نامند. با وجود تشکیل حباب، منحنی مشخصه پمپ و ارتفاع اعمال شده توسط آن تغییر نمی‌کند. با استمرار کاهش NPSHA در وضعیت خاصی ($NPSH_o$) به لحاظ افزایش میزان حبابهای تشکیل شده، شرایطی به وجود می‌آید که ارتفاع کل پمپ شروع به کاهش می‌نماید.

بنابراین قرار داد شروع پدیده کاویتاسیون هنگامی است که مقدار NPSHA در حدی نزول یابد که باعث شود تا ارتفاع کل پمپ به میزان ۳ درصد کاهش یابد. مقدار NPSH در این وضعیت را NPSHR (بر اساس کاهش ارتفاع به میزان ۳ درصد) و یا به اختصار $NPSH_3$ می‌نامند.

۶-۷: فرسایش ناشی از کاویتاسیون

بیشترین صدمات ناشی از کاویتاسیون هنگامی به وقوع می‌پیوندد که فشار موضعی در مسیر جریان مایع حتی از فشار دهش نیز بیشتر شود ($P > P_D$). حبابها در این منطقه نخست تحت تأثیر فشار موضعی کوچک شده، حالتی نظیر کلیه را بخود گرفته و سپس در اثر ترکیدن محو می‌شوند (شکل ۷-۴).



شکل (۷-۴): تغییر شکل و ترکیدن حبابها در اثر افزایش فشار موضعی

در رابطه با تخریب سطح قطعاتی که در معرض کاویتاسیون قرار می گیرند دو نظریه وجود دارد:

براساس نظریه اول، در اثر ترکش حبابها، ذرات مایع با سرعت زیاد (Micro Jet) به سطح قطعات برخورد کرده و باعث بروز پدیده خستگی و کنده شدن ذرات سطح فلز می گردد. این پدیده بوسیله دور بین های فیلم برداری با سرعت زیاد تأیید شده است.

در نظریه دوم، فرض بر این است که ترکش حبابها باعث ایجاد فشار موضعی شدیدی گردیده که قادر به تخریب سطوح فلزی می باشد. شدت این موج فشار می تواند حتی به 10^5 بار نیز برسد. در هر حال تجربیات عینی نشان می دهد که میزان فرسایش قطعاتی که در معرض کاویتاسیون قرار می گیرند به ϵ عامل زیر بستگی دارد:

× دوره زمانی که قطعه در معرض کاویتاسیون قرار می گیرد.

× شدت پدیده کاویتاسیون

× خواص فیزیکی مایع

× مقاومت مکانیکی فلزی که در معرض کاویتاسیون قرار دارد.

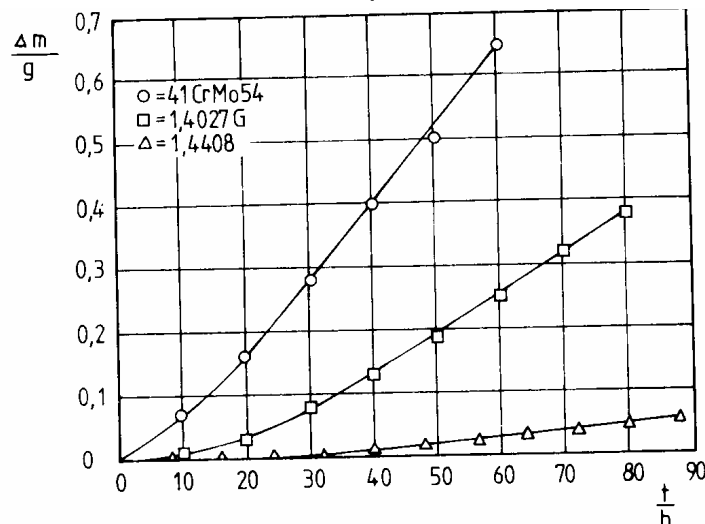
در اکثر موارد بر حسب شکل فیزیکی قطعه ای که در معرض کاویتاسیون قرار می گیرد، شدت آسیب دیدگی آن ممکن است وضعیت خاص خود را داشته باشد. مثلاً در قسمت لبه جلوئی پروانه، سرعت خرابی حالتی پیشرونده را بخود می گیرد. در موارد نادری، حفره ها ممکن است توسط مایع پر شده و همین امر باعث می شود تا Micro Jet نتواند با شدت زیاد باعث آسیب دیدگی قطعه گردد.

در رابطه با تأثیر خواص فیزیکی مایع بر روی شدت فرسایش ناشی از کاویتاسیون اطلاعات جامعی در دست نمی باشد. ولی بنظر می رسد که هیدروکربنها در مقایسه با آب سرد کمتر قادر به آسیب رسانی به قطعات می باشند. این امر برای آب گرم (150°C) نیز صادق می باشد. مقاومت فلز در مقابل کاویتاسیون به خواص مکانیکی آن نظیر مقاومت کششی (Tensile Strength) بستگی دارد. در شکل (۵-۷) شدت فرسایش سه آلیاژ مختلف در مقابل کاویتاسیون نشان داده شده است. بروز پدیده هایی نظیر خوردگی همزمان با کاویتاسیون نیز می تواند بر روی میزان فرسایش قطعات تأثیر به گذارد. چراکه در فرآیند خوردگی، تشکیل لایه های مقاوم مانع از تسریع آن گردیده، در حالی که بروز کاویتاسیون، باعث تخریب لایه مقاوم در مقابل خوردگی شده و همین امر موجب تسریع فرسایش قطعات در اثر خوردگی می گردد.

۷-۷: علائم بروز کاویتاسیون در پمپهای گریز از مرکز

پدیده کاویتاسیون همانند هر عارضه دیگری دارای نشانه ها و علائمی بوده که به کمک آن می توان بروز پدیده کاویتاسیون در پمپ را شناسائی کرده و سپس براساس دستورالعمل هائی

که در ادامه این بخش ارائه خواهد شد، تصمیم مناسب جهت غلبه بر آن اتخاذ نمود.



شکل (۷-۵): مقاومت مکانیکی آلیاژها در مقابل پدیده کاویتاسیون

همانطوری که قبلاً گفته شد، شروع کاویتاسیون در پمپ هنگامی است که در اثر کاهش NPSHA، ارتفاع پمپ به میزان ۳ درصد کاهش یابد. اما واقعیت امر در این است که استناد به تعریف فوق برای شناخت بروز پدیده کاویتاسیون در پمپها کافی نبوده و گاهی اوقات غیرقابل تشخیص می باشد، به نحوی که غالباً، هنگامی اپراتورها و یا تعمیرکاران به وقوع این پدیده نامطلوب در پمپها پی می برند که پمپ دچار خسارات جبران ناپذیری گردیده است. بنابراین لازم است کلیه افرادی که به نحوی با پمپها سروکار دارند، به علائم مشخصه بروز کاویتاسیون در پمپها آشنا شده تا به محض مشاهده آنها با انجام یک سری عملیات اصلاحی، مانع از پیشرفت کاویتاسیون در پمپها و بروز صدمات شدید در ساختار مکانیکی آن گردند. مهمترین علائم مشخصه بروز کاویتاسیون در پمپهای گریز از مرکز عبارتند از تشکیل حباب در پروانه و پوسته، ایجاد سرو صدا، افزایش لرزش، کاهش ارتفاع و دبی و راندمان پمپ، کاهش فشار دهش، لرزش در فشار سنج های مکش و دهش، خرابی زودرس یا طاقانها، آسیب دیدگی قطعات داخلی پمپ و ...

الف: تشکیل حباب

همانطوری که قبلاً اشاره شده، بروز پدیده کاویتاسیون با تشکیل حباب های بخار شروع می شود. برای این منظور می توان از تجهیزاتی که قادر به نشان دادن شرایط داخلی پمپ نظیر Endoscope می باشد، استفاده کرد.

ب: سرو صدا

تشکیل حباب و ترکش آنها در اثر پدیده کاویتاسیون همواره با بروز سرو صدای غیر عادی (صدائی نظیر عبور ماسه از درون پوسته پمپ) توأم خواهد بود.

در شناخت کاویتاسیون اندازه گیری مقدار سروصدا (میزان مطلق آن) لازم نبوده و بلکه تغییر سطح (Level) آن باید معیار تشخیص قرار گیرد. این روش اجازه می‌دهد تا براساس آن بتوان سیستم‌های هشداردهنده را براساس سطح فشار صوتی ناشی از کاویتاسیون برای تشخیص وضعیت هشدار، توقف و یا کنترل پیش بینی کرده و از آن جهت کنترل شرایط بهره‌برداری استفاده نمود.

ج: لرزش

لرزشی که در زمان بروز کاویتاسیون در پمپ پدید می‌آید ناشی از سه پدیده زیر می‌باشد:

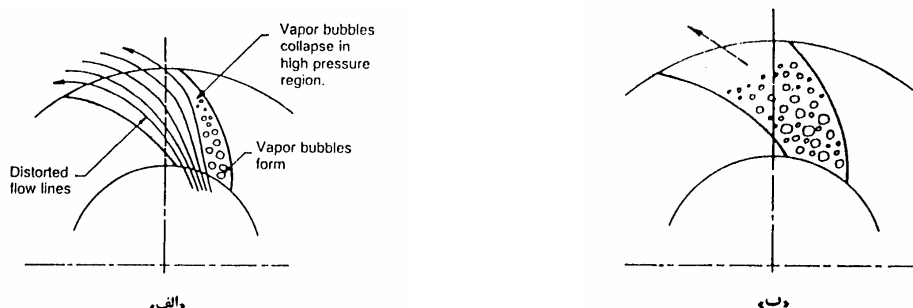
- ۱: به علت وجود تفاوت‌های اجتناب ناپذیر در تیغه‌ها، دنباله کاویتاسیون در تمامی تیغه‌ها یکسان نمی‌باشد، در نتیجه جریان مایع در اطراف تیغه‌ها در حال تغییر بوده و همین امر باعث نابالانسی در پروانه گردیده که لرزش پمپ را به دنبال خواهد داشت.
- ۲: دنباله کاویتاسیون دائماً در حال تغییر بوده و همین امر باعث بروز کاویتاسیون با فرکانس زیاد و در حال تغییر خواهد شد.

۳: اگر گسترش دنباله کاویتاسیون در حدی باشد که جریان مایع به‌طور چشم گیری پخش شود (کاهش ارتفاع)، جریان مایع خروجی از پروانه یکنواخت نبوده و می‌تواند باعث بروز پدیده جدا شدن در قسمت پائین دستی مجرای هر تیغه گردد. هرچه جریان مایع در اثر کاویتاسیون در پروانه بیشتر پخش شود، مایعی که به گلوئی پوسته پمپ می‌رسد دارای نوسان بیشتری خواهد بود. فرکانس لرزش در این حالت برابر است با فرکانس دوران ضربدر تعداد تیغه‌های پروانه. در اینجا ذکر این نکته ضروری است که بروز کاویتاسیون ابتداءً با تشکیل مقادیر جزئی حباب شروع گردیده و در این مرحله فقط قسمتی از پروانه توسط حباب پر خواهد شد (شکل الف ۶-۷) که اصطلاحاً آن را (کاویتاسیون جزئی) می‌نامند. بعد از گسترش کاویتاسیون، پروانه از حبابهای گاز پر شده (شکل ب ۶-۷) و کاویتاسیون حالت کلی را بخود می‌گیرد. در حالت کاویتاسیون جزئی هر چند که لرزش ناشی از ترکش حبابها در مقایسه با کاویتاسیون کلی کمتر می‌باشد ولی به‌خاطر غیر یکنواختی توزیع سیالات (مایع و بخار) در آن، لرزش ناشی از نابالانسی در پروانه زیادتر از کاویتاسیون کلی خواهد بود. به همین خاطر در تحلیل فرآیند کاویتاسیون کاهش لرزش را نباید یک عامل بهبود شرایط عملکرد سیستم (رفع کاویتاسیون) تلقی کرد، بلکه خود می‌تواند تأییدی بر پیشرفت و گسترش کاویتاسیون در پمپ باشد.

د: کاهش ارتفاع قابل دسترس، دبی و راندمان پمپ

در مواردی که NPSHA در حدی باشد که پمپ دچار کاویتاسیون نگردد، نقطه کار پمپ، محل تلاقی منحنی مشخصه سیستم با منحنی مشخصه پمپ خواهد بود. عدم بروز کاویتاسیون باعث ثبات منحنی مشخصه پمپ گردیده و لذا ارتفاع قابل دسترس، دبی و راندمان پمپ مقادیر قابل

قبول را خواهند داشت. ولی در شرایط بروز کاویتاسیون، منحنی مشخصه پمپ دچار تغییرات نامطلوبی گشته و قادر به اعمال ارتفاع همانند شرایط عادی نخواهد بود و همین امر باعث کاهش ارتفاع قابل دسترس، دبی و راندمان پمپ خواهد شد (شکل ۷-۷).



شکل (۷-۶): کاویتاسیون جزئی (الف) و کلی (ب)

همانطوری که در شکل (۷-۷) مشاهده می‌شود بروز کاویتاسیون در پمپ باعث انتقال محل تلاقی منحنی مشخصه پمپ با منحنی مشخصه سیستم به سمت چپ (دبی کمتر) شده و نقطه کار دارای ارتفاع، دبی و راندمان کمتری در مقایسه با حالتی که NPSHA در حد کافی می‌باشد، می‌گردد.

هر چند که در منابع علمی اشاره چندانی به تأثیر کاویتاسیون بر روی توان مصرفی در پمپ تحت شرایط بروز کاویتاسیون نگردیده ولی با بررسی رابطه (۷-۱) شاید بتوان نتیجه گرفت که با توجه به کاهش همزمان دو پارامتر H و Q در صورت و کاهش راندمان در مخرج کسر نباید انتظار افزایش توان مصرفی را داشته و احتمال کاهش توان مصرفی بیشتری می‌باشد. ولی در هر حال اظهار نظر قطعی در این زمینه نیازمند تعیین مقادیر H ، Q و η بوده تا براساس آن بتوان نظر قطعی را در زمینه تأثیر کاویتاسیون بر روی توان مصرفی در پمپ اعلام کرد.

ه: کاهش فشار دهش

با توجه به رابطه (۷-۱) می‌توان نتیجه گرفت:

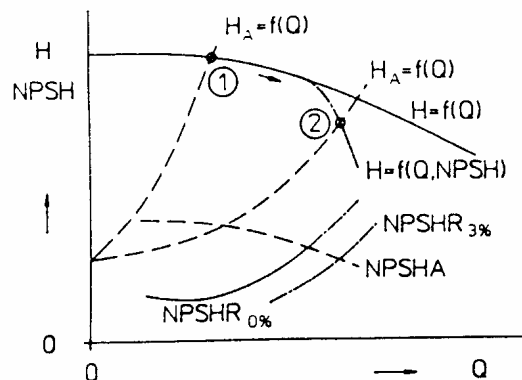
$$H = \frac{10.2P}{SG} \Rightarrow P = \frac{H.SG}{10.2} \quad (7-1)$$

بروز پدیده کاویتاسیون ضمن کاهش ارتفاع قابل دسترس، باعث تشکیل حبابهای بخار گردیده که دارای وزن مخصوص کمتری نسبت به فازمایع می‌باشند. با توجه به رابطه (۷-۱) بدیهی است که کاهش ارتفاع قابل دسترس و وزن مخصوص مایع موجب کاهش فشار دهش پمپ خواهد شد.

و: نوسان شدید عقربه فشار سنج‌های مکش و دهش

در مواردی که پمپ دچار پدیده کاویتاسیون می‌گردد، فاقد رفتار یکنواخت و پایدار خواهد شد. یکی از مهمترین ناهماهنگی رفتاری آن نوسان شدید در فشار مکش و دهش بوده که به صورت نوسان شدید در عقربه‌های فشار سنج‌های مکش و دهش می‌توان آن را مشاهده کرد.

Characteristics of Operation with Cavitation



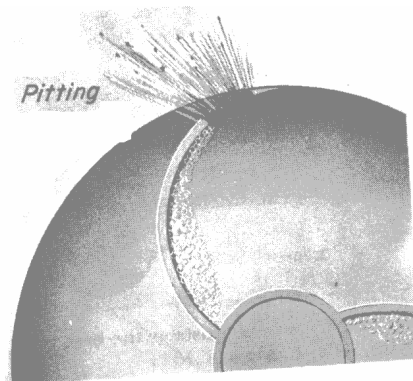
شکل (۷-۷): تأثیر کاویتاسیون بر عملکرد پمپ گریز از مرکز

ز: خرابی زودرس یاطاقانها

پمپهای گریز از مرکز غالباً دارای دونوع یاطاقان (Bearing) می باشند که یکی از آنها برای بار شعاعی (Radial Load) بوده و دیگری برای تحمل بار محوری (Axial Load) می باشد. بروز پدیده کاویتاسیون در پمپها موجب تغییرات شدید بارهای وارده بر یاطاقانها گردیده و همین تغییرات شدید بار وارده، موجب تغییرات شدید در بردار نیروهای وارده بر یاطاقانها خواهد شد که نهایتاً باعث کاهش عمر مفید و خرابی زودرس یاطاقانها می شود.

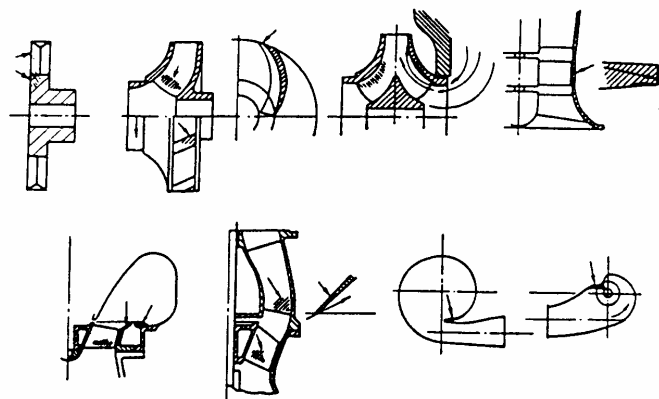
ص: بروز صدمات و خرابی در پروانه و پوسته یک پمپ

تشکیل حباب در هنگام بروز پدیده کاویتاسیون در داخل پروانه پمپ غالباً در قسمت فشار ضعیف تیغه پروانه صورت پذیرفته و بدیهی است هنگامی که این حبابها به مناطقی با فشار زیاد می رسند، وارد شدن فشار بر این حبابها موجب ترکیدن آنها خواهد شد. ترکیدن حبابها همواره با آزاد شدن مقدار زیادی انرژی توأم بوده که همان انرژی نهان تبخیر مایع می باشد که در زمان تبخیر، به مایع داده شده است. انرژی آزاد شده، بر روی سطوحی که حبابها بر روی آن می ترکیدند و وارد کرده و می تواند باعث کنده شدن ذرات فلز از بدنه پروانه و پوسته گردد. کنده شدن فلز از بدنه پروانه را اصطلاحاً آبله گون شدن (Pitting) می نامند (شکل ۷-۸).



شکل (۷-۸): آبله گون شدن پروانه در اثر پدیده کاویتاسیون

آثار تخریبی کاویتاسیون نه در محل تشکیل حبابها و بلکه در نواحی با فشار بالا که در اثر افزایش فشار، حبابها می‌ترکند به‌وقوع می‌پیوندد. اگر ترکش حبابها در حین جریان مایع به‌وقوع پیوندد آسیبی به پمپ وارد نمی‌شود ولی در نزدیکی دیواره قطعات و در اثر پدیده ضربه جت (Jet Impact)، در ابتدای امر فقط سطح قطعه آسیب دیده ولی به‌مرور زمان در عمق آن نفوذ خواهد کرد. در شکل (۷-۹) نقاطی که می‌توانند در معرض آسیب دیدگی ناشی از کاویتاسیون قرار گیرند با پیکان نشان داده شده‌است که شامل تیغه‌های پروانه اندکی دورتر از لبه هدایت کننده و در قسمت پشتی آن، نقاطی که لقی متحرک (Running Clearance) وجود دارد، قسمت ورودی پروانه جایی که تغییر ناگهانی مسیر جریان بروز می‌کند و در تیغه‌های هدایت کننده بعدی به‌وقوع می‌پیوندد.



شکل (۷-۹): مکانهای بروز کاویتاسیون در پمپ‌های گریزازمرکز

لازم به ذکر است که در زمان تعمیرات پمپها غالباً مسئولین تعمیرات با خرابی‌هایی بر روی پروانه و پوسته پمپ مواجه می‌شوند که در ابتدای امر به نظر می‌رسد ناشی از بروز پدیده کاویتاسیون می‌باشد. حال آنکه خرابی‌های موجود ممکن است ناشی از پدیده خوردگی (Corrosion) و یسایش (Erosion) و یا مجموعه از دو یا سه پدیده فوق باشد. شناخت علت خرابی پروانه و پوسته پمپ و یافتن راه حل مناسب برای برطرف کردن و یا جلوگیری از آن اهمیت بسزائی دارد که در قسمتهای بعدی همین بخش مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۷-۸: روشهای غلبه بر کاویتاسیون

پدیده کاویتاسیون هنگامی در پمپ‌های گریزازمرکز به‌وقوع می‌پیوندد که شرایط قسمت مکش (فشار مایع) در حد مطلوب نبوده، به نحوی که مایع قبل از ورود بداخل پروانه (و در مواردی حتی در قسمت‌های ابتدائی پروانه) به بخار تبدیل نشود. لذا جهت جلوگیری از بروز این پدیده لازم است که شرایط مایع در دهانه ورودی پمپ در حدی باشد که مایع مورد انتقال در طول عبور از مسیر مکش تا قسمت خروجی پروانه به‌صورت بخار تبدیل نشود. برای این منظور از نظر تئوریک کافی است که NPSHA از NPSHR پمپ در دبی بهره‌برداری بیشتر باشد. اکثر

سازندگان پمپهای گریزازمرکز توصیه می کنند که جهت اطمینان از بروز پدیده کاویتاسیون بهتر است که $NPSHA$ حداقل ۰/۵ متر از $NPSHR$ بیشتر باشد (رابطه ۷-۲). در بعضی از مراجع توصیه شده است که $NPSHA$ برای آب حدود ۲۰ درصد و برای هیدروکربورها حداقل ۱۰ درصد از $NPSHR$ بیشتر بوده ولی مقدار اختلاف نباید از ۰/۵ متر کمتر باشد.

$$NPSHA \geq NPSHR + 0.5(m) \quad (7-2)$$

به هر حال ممکن است شرایطی در سیستم انتقال مایع به وجود آید که عملاً شرایط فوق برقرار نبوده و پمپ در معرض کاویتاسیون قرار گیرد. همانطوری که قبلاً گفته شد $NPSH$ (مورد نیاز و قابل دسترس) مقادیر ثابتی نبوده و خود تابعی از دبی جریان در سیستم می باشد. منحنی تغییرات $NPSHA$ و $NPSHR$ بر حسب دبی، شکلی سهمی گونه دارند. $NPSHA$ با افزایش دبی کاهش یافته (به جهت افزایش از دست رفت ناشی از اصطکاک در سیستم)، در عوض $NPSHR$ با افزایش دبی پمپ کاهش می یابد. در شکل (۷-۱۰) تغییرات $NPSHA$ و $NPSHR$ بر حسب دبی نشان داده شده است.

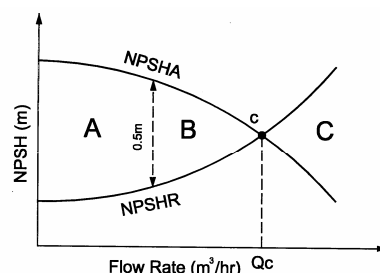
همانطوری که در شکل (۷-۱۰) مشاهده می شود، بهره برداری از پمپ را می توان به سه منطقه تقسیم کرد. در منطقه (A)، $NPSHA$ به اندازه کافی از $NPSHR$ بیشتر بوده و به همین خاطر می توان آن را (منطقه امن بهره برداری) نامید. احتمال بروز پدیده کاویتاسیون در مواردی که $Q < Q_A$ باشد تقریباً صفر می باشد. در منطقه B هر چند که $NPSHA > NPSHR$ می باشد، ولی اگر به هر دلیلی در طی بهره برداری از پمپ، $NPSHA$ کاهش یابد (نظیر وجود گرفتگی در مسیر مکش و چشمه پروانه و...)، احتمال بروز کاویتاسیون وجود داشته و به همین خاطر این منطقه را باید (منطقه احتیاط) در بهره برداری نامید. در منطقه C که در آن $Q \geq Q_C$ می باشد بروز کاویتاسیون قطعی بوده و به همین خاطر بهره برداری از پمپ در شرایط فوق به هیچ عنوان توصیه نمی شود.

برای غلبه بر کاویتاسیون می توان از روش های زیر استفاده کرد:

الف: افزایش $NPSHA$

ب: کاهش $NPSHR$

ج: افزایش مقاومت مکانیکی قطعات پمپ در مقابل کاویتاسیون



شکل (۷-۱۰): منحنی تغییرات $NPSHA$ و $NPSHR$ بر حسب دبی

۷-۹: روشهای افزایش NPSHA

NPSHA جزء مشخصه‌های سیستم و مایع مورد پمپاژ می‌باشد. بنابر این جهت افزایش آن باید در شرایط طراحی و بهره‌برداری از سیستم و مشخصه‌های فیزیکی مایع مورد انتقال تجدید نظر بعمل آورد. بنا بر تعریف NPSHA از رابطه (۷-۳) و در دهانه مکش پمپ محاسبه می‌شود:

ارتفاع سرعتی + ارتفاع معادل فشار بخار مایع - ارتفاع استاتیکی مکش = NPSHA

ارتفاع معادل از دست رفت انرژی در قسمت مکش - اختلاف ارتفاع مایع تا منبع مکش $\pm$

رابطه فوق را می‌توان به صورت زیر خلاصه نمود:

$$NPSHA = \frac{(P_s - P_v) \times 10.2}{SG} + \frac{V_1^2}{2g} \pm Z - \sum h_L \quad (7-3)$$

که در آن:

$P_s =$	فشار مطلق در منبع مکش	بار
$P_v =$	فشار بخار مایع در دمای پمپاژ	بار
$V_1 =$	سرعت مایع در دهانه مکش پمپ	متر بر ثانیه
$Z =$	اختلاف ارتفاع سطح مایع تا دهانه مکش پمپ	متر
$\sum h_L$	جمع از دست رفت انرژی در لوله مکش	متر
$SG =$	وزن مخصوص مایع	

تذکر: اگر سطح مایع از دهانه مکش پمپ بالاتر باشد (Head)، علامت Z مثبت بوده و اگر از دهانه مکش پمپ پایین‌تر باشد (Lift)، علامت Z منفی خواهد بود. در حالتی که مایع و دهانه مکش پمپ در یک سطح قرار دارند $Z=0$ می‌باشد. جهت افزایش NPSHA لازم است که در رابطه (۷-۳) مقادیر مثبت افزایش داده شده و یا مقادیر با علامت منفی کاهش داده شود. افزایش NPSHA موجب افزایش هزینه‌های ثابت (هزینه‌های لوله کشی) در سیستم می‌گردد.

مثال: ۷-۱: مطلوب است محاسبه NPSHA در سیستمی که پمپ مایع را از منبع مکش بسته (شکل ۷-۱۱) دریافت می‌کند. آب = مایع مورد پمپاژ

$$t = 55^{\circ}\text{C}$$

$$SG = 0.9857$$

$$P_v(at 55^{\circ}\text{C}) = 0.1574\text{bar}(a)$$

$$P_a = 1.025\text{bar}(a)$$

$$P'(Tank) = 0.38\text{bar}(g)$$

$$Z = -3.5\text{m}$$

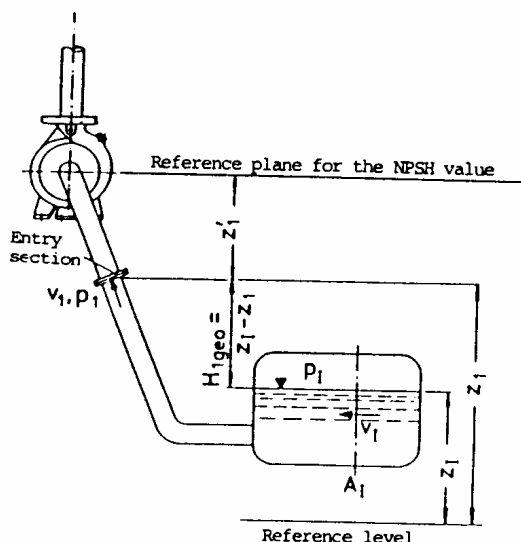
$$\sum h_L = 4.5\text{m}$$

$$P_s = P_a + P' = 1.025 + 0.38 = 1.405\text{bar}(a)$$

حل:

در اکثر موارد از ارتفاع معادل انرژی جنبشی $(\frac{V_1^2}{2g})$ صرف نظر می‌شود.

$$NPSHA = \frac{(1.405 - 0.1574) \times 10.2}{0.9857} - 3.5 - 4.5 = 4.91m$$



شکل (۷-۱۱): محاسبه NPSHA با مکش از منبع بسته

یاد آوری: اگر منبع مکش روباز باشد (نظیر استخر و چاه آب)، $P' = 0$ در نظر گرفته می‌شود. حال اگر NPSHR پمپی که در این سیستم به کار گرفته می‌شود در دبی بهره‌برداری ۵ متر باشد، با توجه به رعایت ۰/۵ متر تفاوت مورد نیاز جهت اطمینان از عدم بروز کاویتاسیون، NPSHA باید حداقل ۴/۵ متر باشد.

۷-۱۰: روشهای غلبه بر کاویتاسیون از طریق افزایش NPSHA

همانطوری که قبلاً اشاره شد، جهت افزایش NPSHA لازم است که در رابطه (۷-۴) مقادیر منفی را کاهش و یا مقادیر مثبت را افزایش داد. برای این منظور می‌توان از روشهای زیر استفاده کرد:

الف: افزایش فشار در منبع مکش (P_s)

این روش برای مواردی که پمپ مایع مورد انتقال را از مخزنی بسته دریافت می‌کند قابل اجراء می‌باشد. افزایش فشار منبع مکش می‌تواند با تزریق گاز به بالای سطح مایع و افزایش فشار مایع موجود در منبع به‌طور مستقیم صورت پذیرد. گاز مورد استفاده باید سازگاری لازم را با مایع مورد انتقال داشته باشد. در شرایط عادی غالباً از هوا و در شرایط خاص (ضرورت خنثی بودن گاز مورد استفاده) عموماً از ازن استفاده می‌شود.

ب: کاهش فشار بخار مایع از طریق سرد کردن آن

همانطوری که در قسمت (۷-۲) اشاره شد، فشار بخار مایعات تابعی از دمای آن بوده و با افزایش درجه حرارت افزایش می‌یابد (و بالعکس). در مواقعی که امکان کاهش درجه حرارت مایع

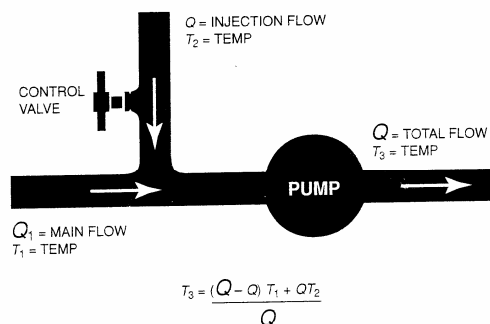
موردانتقال مجاز باشد، با استفاده از مبدل حرارتی و یا تزریق مایع سرد به قسمت مکش پمپ می‌توان درجه حرارت مایع و در نتیجه فشار بخار آن را کاهش داد.

در صورت استفاده از مبدل حرارتی از آنجائی که عبور مایع مورد انتقال از درون مبدل حرارتی خود باعث کاهش فشار مایع در قسمت مکش پمپ می‌شود که چندان مطلوب نمی‌باشد. بنابراین مبدل حرارتی باید طوری طراحی شود که افت فشار مایع به هنگام عبور از آن حتی الامکان کم بوده و در حدی باشد که نتایج حاصل از کاهش دمای مایع را که منجر به کاهش فشار بخار آن می‌شود خنثی نسازد.

تزریق مایع سرد به مایع مورد انتقال حتی در مقادیر کم می‌تواند نتایج بسیار مطلوبی را در پی داشته و به همین خاطر در اکثر موارد برای کاهش فشار بخار مایع از این روش استفاده می‌شود. در سیستمی که برای انتقال آب گرم (با دمای 163°C معادل 325°F) طراحی شده است، تزریق آب با دمای 79°C (معادل 175°F) به میزان ۴ درصد باعث افزایش NPSHA به میزان ۲۰ فوت (۱/۶ متر) می‌شود. در شکل (۷-۱۲) نحوه تزریق مایع سرد به قسمت مکش پمپ نشان داده شده است.

ج: بالا بردن سطح مایع در منبع مکش

شاید در نظر اول بالا بردن سطح مایع در منبع مکش جهت افزایش NPSHA راه حل ساده ای بنظر برسد ولی در خیلی از موارد این امر تقریباً غیر ممکن می‌باشد. مثلاً اگر پمپ برای انتقال آب از رودخانه و یا دریاچه به کار گرفته شود و یا هزینه بالا بردن منبع مکش زیاد باشد، امکان اجراء این دستورالعمل تقریباً غیر ممکن خواهد بود. با این وجود در مواردی که این اقدام عملی باشد، افزایش جزئی ارتفاع سطح مایع ضمن حل مشکل کاویتاسیون این امکان را مهیا می‌سازد تا بتوان از پمپ ارزانتر و باراندمان بیشتر استفاده کرد که در نهایت منجر به کاهش هزینه خرید، هزینه‌های بهره‌برداری (مصرف انرژی) و تعمیرات خواهد شد.



شکل (۷-۱۲): تزریق مایع به قسمت مکش جهت سرد کردن مایع مورد انتقال

د: پائین بردن پمپ

در اکثر موارد پائین بردن پمپ و کاهش میزان مکش (Lift) و یا افزایش ارتفاع (Head) آسان‌تر از بالابردن سطح مایع (بندج) می‌باشد. نتایج حاصل از این اقدام همانند حالت قبل خواهد بود.

یک روش جایگزین و مشابه آن استفاده از پمپهای عمودی که پروانه آن در قسمت زیرین پمپ و پائین تر از سطح زمین قرار دارد می باشد. مشکل این روش در روانکاری یاطاقانهای پمپ خواهد بود. باید بررسی شود که آیا مایع مورد انتقال قابلیت روانکاری مطلوب یاطاقانها را دارا می باشد یا خیر؟ امروزه با پیشرفت هائی که در طراحی و انتخاب مواد اولیه یاطاقانها حاصل شده است مشکل روانکاری یاطاقانها تقریباً حل شده است. با این وجود نباید انتظار داشت که عمر مفید یاطاقانها حتی هنگامی که باروغن و یا گریس روانکاری می شوند در حد عمر پمپ باشد. در هر حال این روش موجب افزایش میزان تعمیرات مورد نیاز برای پمپ می گردد.

هـ: کاهش ازدست رفت انرژی در لوله مکش

جریان مایع از منبع مکش تا دهانه چشمه پروانه همواره با از دست رفت انرژی (افت فشار) توام می باشد. بنابراین هر اقدامی در زمینه کاهش افت فشار ناشی از عبور مایع از درون لوله و اتصالات موجود در مسیر مکش پمپ می تواند در افزایش NPSHA مؤثر واقع گردد که عمده ترین آنها عبارتند از:

۱- کاهش دبی پمپ

۲- کاهش طول مسیر مکش

۳- کاهش تعداد اتصالات

۴- افزایش قطر لوله مکش

۵- استفاده از اتصالات با از دست رفت انرژی کمتر

هریک از اقدامات فوق تأثیری جداگانه در کاهش از دست رفت انرژی در لوله مکش (افزایش NPSHA) باقی می گذارد. از دست ارتفاع در سیستم های لوله کشی با مربع دبی جریان (و یا به عبارت صحیح تر با $Q^{1.85}$) رابطه مستقیم دارد. از سوی دیگر کاهش دبی موجب کاهش NPSHR نیز خواهد شد.

همانطوری که در شکل (۷-۱۰) مشاهده می شود، با کاهش دبی، فاصله NPSHA از NPSHR زیادتر شده و عملکرد پمپ در جهت بهره برداری با شرایط امن تر هدایت می شود. برای کاهش دبی پمپ می توان از روش های مختلفی نظیر تغییر سرعت دورانی، ایجاد مقاومت در قسمت مکش و یا ایجاد مقاومت در مسیر دهش (استفاده از شیر کنترل دبی) و... استفاده کرد.

ایجاد مقاومت در قسمت مکش (Suction Throttling) هرچند که باعث کاهش دبی جریان در لوله مکش می گردد ولی باتوجه به اینکه خود باعث افزایش افت فشار در لوله مکش می شود روش منطقی نبوده و به هیچ وجه توصیه نمی شود. تغییر سرعت دورانی جهت کاهش دبی پمپ در صورت قابلیت اجراء روش مطمئنی می باشد. ایجاد خفگی در مسیر دهش پمپ جهت کاهش

دبی روش ساده ای بوده و لذا جهت حل مقطعی مشکل بروز کاویتاسیون می توان آن را بهترین روش دانست.

البته کاهش دبی خود عوارض جدیدی را به دنبال داشته که عمده ترین آن بروز جریان گردشی در قسمت مکش پمپ می باشد، لذا نباید این روش را به عنوان یک راه حل قطعی تلقی نمود. کاهش طول مسیر مکش از طریق نزدیک کردن پمپ به منبع مکش هر چند که روی ارتفاع کل مورد نیاز در سیستم تأثیری نمی گذارد ولی باعث کاهش ازدست رفت انرژی در لوله مکش و افزایش NPSHA می گردد. به همین خاطر در طراحی سیستم لوله کشی به ویژه در مواردی که احتمال بروز کاویتاسیون زیاد می باشد اکیداً توصیه می شود که پمپ در نزدیک ترین محل نسبت به منبع مکش نصب گردد. تأثیر طول مسیر بر روی افت فشار یک رابطه خطی بوده و لذا میزان ازدست رفت انرژی در لوله مکش با کم کردن طول آن به طور خطی کاهش می یابد. افزایش قطر لوله و سایر اتصالات موجود در لوله مکش تأثیر زیادی بر روی کاهش ازدست رفت انرژی باقی می گذارد. به طوری که مثلاً با ۲ برابر کردن قطر لوله مکش، میزان افت انرژی در آن حدود ۳۲ برابر (معادل 2^5) کاهش می یابد.

در اکثر سیستم های انتقال حتی در مواردی که احتمال بروز کاویتاسیون کم می باشد توصیه می شود که لوله مکش حدود یک تا دو اندازه (Size)، از لوله دهش بزرگتر در نظر گرفته شود. با کاهش تعداد اتصالات و حذف قطعات غیر ضروری در مسیر مکش می توان NPSHA را افزایش داد. مثلاً باید از پیچ و خم دادن غیر ضروری مسیر مکش خودداری کرد و یا در مواقعی که منبع مکش در پایین تر از دهانه ورودی پمپ قرار دارد نیازی به نصب شیر تعمیراتی (Repair Valve) در لوله مکش نمی باشد.

اتصالات براساس کیفیت طراحی و ساختمان آنها دارای از دست رفت انرژی مختلفی می باشند، مثلاً از دست رفت انرژی در زانوئی شعاع بلند (Long Radius Elbow) در مقایسه با زانوئی استاندارد (Standard Elbow) بسیار کمتر بوده، و یا افت فشار در هنگام عبور مایع از درون شیر کشوئی (Gate Valve) چندین برابر کمتر از شیر بشقابی (Globe Valve) می باشد. به همین خاطر در انتخاب اتصالات برای نصب در قسمت مکش پمپها باید سعی شود از اتصالاتی استفاده شود که از دست رفت انرژی در آن در حداقل ممکن باشد.

و: استفاده از پمپ تقویتی (Booster Pump) در قسمت مکش

این روش به ویژه برای مواردی که پمپ اصلی برای اعمال ارتفاع (فشار) زیاد طراحی شده است بسیار مؤثر می باشد، چرا که اجازه می دهد تا پمپ اصلی با سرعت بیشتری کار کرده و همین امر ضمن کاهش قیمت پمپ اصلی، موجب افزایش راندمان، کاهش تعداد مراحل و افزایش قابلیت اعتماد در سیستم می گردد.

پمپ‌های تقویتی عموماً پمپهای با سرعت و ارتفاع کم و از نوع یک مرحله‌ای با NPSHR کم می‌باشند که با افزایش جزئی فشار مایع، NPSHA در دهانه مکش پمپ اصلی را افزایش می‌دهند.

۱۱-۷: روشهای کاهش NPSHR

بر خلاف NPSHA که به ویژگیهای سیستم لوله کشی و خواص فیزیکی مایع بستگی داشت، NPSHR جزء مشخصه‌های رفتاری پمپ و به‌ویژه پروانه آن می‌باشد. بنابراین کاهش NPSHR نیازمند به انجام اقداماتی در زمینه بهبود شرایط عملکرد و یا انتخاب پمپ (پروانه) مناسب می‌باشد.

پمپ‌های با NPSHR کم غالباً گران و با راندمان کم بوده و پمپهای با سرعت مخصوص مکش (N_{ss}) بالا را شامل می‌شود. خریداران پمپ علاقه مندند که منحنی NPSHR با افزایش دبی باشیب کمتری افزایش یابد. در این قسمت روشهای متداول برای کاهش NPSHR مورد بررسی قرار می‌گیرد:

الف: کاهش سرعت دورانی

هنگامی که براساس شرایط مورد نیاز در سیستم پمپ انتخاب شده دارای سرعت مخصوص مکش کم است، این امر به معنی پائین بودن سرعت دورانی پمپ نیز می‌باشد. با توجه به پائین بودن سرعت دورانی پمپ جهت دست یابی به دبی و ارتفاع مورد نیاز در سیستم ناچاراً باید از پمپ بزرگتر که قطعاً گران نیز خواهد بود استفاده شود. کاهش سرعت دورانی بسهم خود موجب کاهش راندمان پمپ نیز خواهد شد، به همین خاطر این روش از نظر اقتصادی نمی‌تواند تصمیم مناسبی برای رفع مشکل کاویتاسیون در سیستم باشد. البته اگر شرایط پوسه پمپ اجازه دهد می‌توان عوارض ناشی از کاهش سرعت دورانی روی دبی و ارتفاع را به کمک افزایش قطر پروانه جبران کرد.

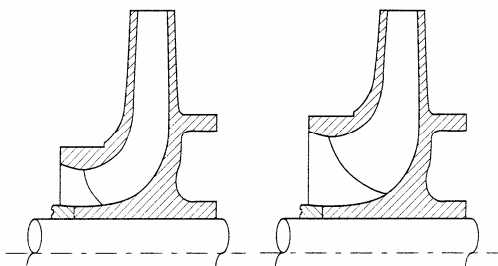
ب: استفاده از پروانه با دو مکش

عموماً برای مواردی که دبی مورد نیاز در سیستم زیاد باشد، ترجیح داده می‌شود که از پمپ‌هایی با پروانه دومکش استفاده شود. این اقدام باعث کاهش سرعت جریان مایع به‌درون پروانه و نهایتاً کاهش NPSHR می‌گردد.

ج: استفاده از پروانه با چشمه (Eye) وسیع‌تر

افزایش سطح جریان مایع به‌درون پروانه (Eye Area) موجب کاهش NPSHR می‌گردد. چرا که با توجه به ثابت نگهداشتن دبی، افزایش سطح مقطع باعث کاهش سرعت جریان مایع به‌درون پروانه می‌شود. هرچند که این اقدام تأثیر چندانی روی عملکرد پمپ در نزدیکی BEP نمی‌گذارد ولی هنگامی که دبی پمپ از BEP کمتر باشد، این اقدام می‌تواند باعث افزایش

سروصدا، بروز پدیده موج (Surge) هیدرولیکی و سایش زودرس پروانه شود. در شکل (۷-۱۳) دو نمونه از پروانه با چشمه‌های مختلف نشان داده شده‌است.



شکل (۷-۱۳): تغییر چشمه پروانه جهت کاهش NPSHR

در هر حال این اقدام می‌تواند عوارض جانبی به دنبال داشته و حتی الامکان باید از به کارگیری از این روش خودداری شود. در پمپهای چند طبقه، فقط تغییر دهانه پروانه مرحله اول توصیه می‌شود و تغییر چشمه پروانه مراحل بعدی تأثیری بر روی NPSHR نمی‌گذارد.

د: استفاده از پمپ بزرگتر (Oversizing)

از آنجائی که NPSHR در یک خانواده از پمپهای گریزازمرکز با بزرگ شدن ابعاد پمپ، کاهش می‌یابد، در موارد خاصی برای حل مشکل کاویتاسیون و کاهش NPSHR ترجیح داده می‌شود که از پمپ بزرگتر استفاده شود.

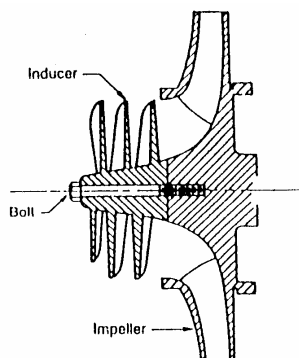
البته باید توجه داشت که در اکثر ماشین آلات صنعتی (به ویژه پمپهای گریزازمرکز)، باید سعی شود که مشخصات رفتاری ماشین با سیستم بهره‌برداری نزدیکی قابل قبول را داشته باشد. مغایرت بین شرایط بهره‌برداری و شرایط طراحی ماشین غالباً با عوارض نا مطلوبی توأم بوده که در زمینه استفاده از پمپ بزرگتر جهت حل مشکل کاویتاسیون، نباید از افزایش قیمت پمپ، کاهش راندمان و خرابی‌های ناشی از بهره‌برداری از پمپ در ظرفیت‌های پائین غفلت کرد. عوارض مربوط به این تصمیم‌گیری همانند بزرگ کردن دهانه چشمه پروانه می‌باشد.

ه: استفاده از پیش ران Inducer

پیش ران پروانه ای با ارتفاع کم (Low Head) از نوع جریان محوری با تعداد کمی تیغه (بین ۲ تا ۴ عدد) بوده که در جلوی پروانه اصلی نصب می‌شود. شکل (۷-۱۴).

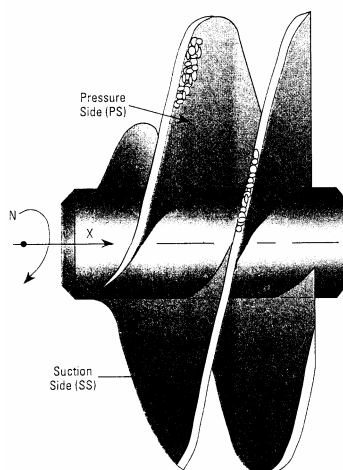
در شکل (۷-۱۵) تشکیل حباب بر روی یک پیش ران نشان داده شده‌است. NPSHR پیش ران در مقایسه با پروانه اصلی کم بوده و لی در عوض با افزایش جزئی فشار مایعی که به سمت پروانه اصلی در جریان است، NPSHR مجموعه پروانه اصلی و پیش ران را کاهش می‌دهد. بنابراین پیش ران را می‌توان یک پمپ تقویتی جهت تأمین NPSHR پمپ اصلی تلقی کرد. در شکل (۷-۱۶) تأثیر پیش ران بر NPSHR یک پمپ گریزازمرکز نشان داده شده‌است. کاهش

NPSHR پمپ این امکان را مهیا می‌سازد تا بتوان از پمپ اصلی در سرعت‌های بالاتر بهره‌برداری کرد.

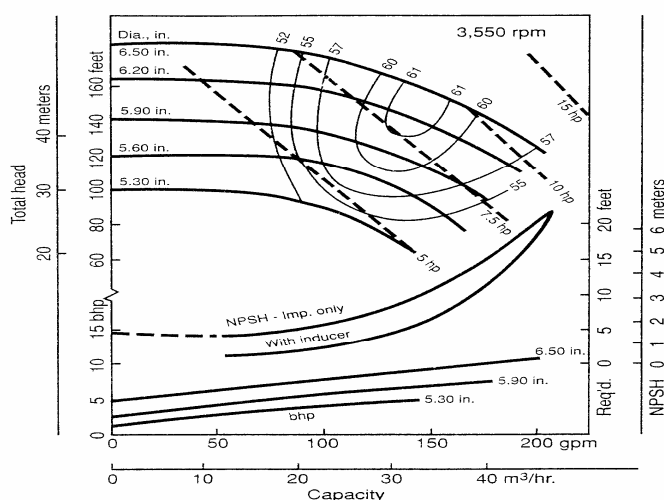


شکل (۷-۱۴): به کارگیری از پیش ران در پمپهای گریزازمرکز

طراحی صحیح پیش ران باعث می‌شود تا NPSHR پمپ حتی تا میزان ۵۰ درصد کاهش یابد.



شکل (۷-۱۵): تشکیل حباب بروی یک پیش ران



شکل (۷-۱۶): تأثیر پیش ران بر روی NPSHR یک پمپ گریزازمرکز

هرچند که راندمان پیش ران چندان بالا نمی‌باشد ولی با این وجود تأثیر نامطلوب چندانی بر روی راندمان پمپ اصلی نمی‌گذارد. به کارگیری از پیش ران ممکن است نتواند عملاً امکان بروز

کاویتاسیون در پمپ را منتفی سازد ولی در خیلی از موارد باعث می‌شود تا حبابهایی که در اثر جوشش مایع مورد انتقال در لوله مکش ایجاد شده اند در اثر افزایش فشار حاصل از کار کرد پیش ران در بیرون از پوسته پمپ و بر روی پیش ران تر کیده و مانع از آسیب دیدگی قطعات پمپ اصلی گردد. به همین خاطر در انتخاب ماده اولیه برای ساخت پیش ران سعی می‌شود که از فولادهای آلیاژی مقاوم در مقابل کاویتاسیون استفاده شود.

در هنگام به کارگیری از پیش ران باید دقت شود که لوله مکش در قسمت دهانه پمپ حداقل به اندازه ۱۰-۵ برابر قطر لوله مکش مستقیم و فاقد هرگونه اتصالی باشد.

لازم به ذکر است که استفاده از پیش ران باعث می‌شود تا در دبی‌های زیاد، NPSHR بشدت افزایش یافته و به همین خاطر بهره‌برداری از پمپ مجهز به پیش ران در دبی زیاد مجاز نمی‌باشد. این امر برای دبی‌های کم نیز صادق است که به‌طور مشهود در شکل (۱۶-۷) نشان داده شده است. بنابراین پیش ران فقط در یک دامنه محدودی از دبی قابل دسترس توسط پمپ می‌تواند باعث کاهش NPSHR گردیده و در خارج از این محدوده نه تنها باعث کاهش NPSHR نمی‌شود بلکه حتی موجب افزایش آن شده و همین امر موجب محدودیت در به کارگیری آن می‌گردد. جهت جلوگیری از گرفتگی مسیر جریان مایع به لحاظ حضور حباب در آن، غالباً پیش ران برای حدود $2/3 - 1/5$ برابر ظرفیت طراحی پمپ ساخته می‌شود.

و: استفاده از چند پمپ کوچکتر به صورت موازی

اساساً NPSHR مورد نیاز برای پمپهای کوچک در مقایسه با پمپهای بزرگتر که دارای سرعت دورانی یکسان هستند، کمتر می‌باشد. استفاده از این ویژگی‌ها و بهره‌برداری از چند پمپ کوچک بجای یک پمپ بزرگتر که به صورت موازی کار می‌کنند باعث افزایش هزینه‌های سرمایه‌ای، تعمیر و نگهداری و بهره‌برداری می‌شود. ولی در خیلی از موارد استفاده از سه پمپ که ۲ تای آن در حال کار و دیگری به صورت یدکی در یک سیستم بجای یک پمپ بزرگتر نصب شده اند و یا اینکه اصلاً پمپ یدکی در سیستم نصب نشده باشد (در سیستم‌هایی که کاهش دبی پمپ چندان بحرانی نیست)، چندان باعث افزایش هزینه‌های سیستم انتقال مایع نمی‌گردد. از سوی دیگر اساساً در سیستم‌هایی که تغییرات دبی در طول سال زیاد باشد بهتر است که بجای یک پمپ بزرگ از دو یا چند پمپ کوچکتر جهت سازگاری سیستم پمپاژ با سیستم مصرف کننده استفاده شود. این روش ضمن حل مشکل کاویتاسیون (کاهش NPSHR)، باعث کاهش مصرف انرژی و هزینه‌های تعمیراتی می‌گردد.

ه: تغییر زاویه و تعداد تیغه‌ها

برای پمپهای تغذیه دیگ بخار که دمای مایع زیاد می‌باشد، سعی می‌شود که پروانه‌های مورد استفاده در آن طوری طراحی گردد که زاویه جریان مایع در آن کم بوده (کمتر از ۱۰

درجه)، تعداد تیغه‌های آن حتی الامکان کم (حداکثر ۴ تیغه) و عرض تیغه‌ها باریک باشد. کاهش تعداد تیغه‌ها و باریک کردن آن باعث افزایش سطح آزاد جریان مایع در پروانه و کاهش امکان گرفتگی در مسیر جریان مایع در پروانه می‌گردد. کاهش زاویه ورودی مایع به درون پروانه و افزایش قطر چشمه پروانه باعث محدودیت در بهره‌برداری از پمپ در ظرفیت‌های کمتر از ۵۰ درصد ظرفیت طراحی می‌شود.

همانطوری که قبلاً گفته شد، NPSHR را می‌توان ارتفاع مورد نیاز جهت غلبه بر از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک در هنگام عبور از درون پروانه تعریف کرد. بدیهی‌است با افزایش سطح آزاد جریان مایع در پروانه، سرعت عبور مایع در پروانه کاهش یافته که بنوبه خود موجب کاهش از دست رفت انرژی ناشی از اصطکاک گردیده که این امر در واقع همان کاهش NPSHR می‌باشد.

۱۲-۷: مقاومت در مقابل کاویتاسیون

با وجود تدابیر متعددی که جهت غلبه بر کاویتاسیون پیش بینی شده و در قسمت‌های قبل مورد اشاره قرار گرفت، باز هم احتمال بروز این پدیده در پمپ‌های گریزازمرکز وجود دارد. محدودیت‌های موجود در سیستم و طراحی پمپ ممکن است به نحوی باشد که بنا به دلایلی، به کارگیری از هریک از روش‌های قبلی غیر ممکن بوده و یا اثر بخش نباشد. لذا در قدم آخر ناچاراً باید قابلیت پایداری پروانه و سایر قسمت‌های پمپ که در معرض آسیب دیدگی قرار دارند را افزایش داد. برای این منظور می‌توان به دوروش زیر اشاره کرد:

الف: انتخاب مواد اولیه با مقاومت مطلوب در مقابل کاویتاسیون

فلزات و آلیاژهای فلزی به‌خاطر داشتن خواص مکانیکی و متالورژی متفاوت در مقابل پدیده کاویتاسیون دارای قابلیت‌های متفاوتی بوده و به همین خاطر میزان فرسایش آنها در مقابل این پدیده یکسان نمی‌باشد.

براین اساس طی آزمایشات متعددی که بر روی فلزات و آلیاژهای مختلف در مقابل پدیده کاویتاسیون صورت پذیرفته، برحسب شدت کاویتاسیون و خواص فیزیکی مایع مورد انتقال می‌توان از مواد اولیه مناسب برای ساخت قطعاتی که در معرض این پدیده قرار دارند (نظیر پروانه و پوسته پمپ) استفاده کرد.

بدیهی‌است که این روش هیچگونه تأثیری بر بروز این پدیده نداشته و فقط عمر مفید قطعات را در مقابل کاویتاسیون افزایش می‌دهد. آزمایشات انجام شده در این زمینه نشان می‌دهد که افزایش سختی، صیقلی بودن سطوح، مقاومت در مقابل پدیده خستگی می‌تواند در نیل به این هدف مفید واقع گردد.

ب: افزایش مقاومت قطعات به‌روش روکش دادن (Coating)

روش دیگر جهت افزایش مقاومت قطعات در مقابل عوارض ناشی از کاویتاسیون روکش دادن با مواد اولیه مناسب و مقاوم در مقابل فرسایش ناشی از کاویتاسیون می باشد. در جدول (۳-۷) میزان فرسایش ناشی از کاویتاسیون در تعدادی از ترکیبات الاستومری که در دوره های زمانی مختلف در معرض پدیده کاویتاسیون قرار داده شده اند و قابلیت مقاومت مکانیکی آنها در مقابل این پدیده نشان داده شده است.

Material	Subtype	Thickness of coating in rotating-disk cavitation tests, in (mm)	Cavitation test exposure period, h	Degree of erosion after exposure period, 150 ft/s (45.7 m/s)
Neoprene solvent base, brush-applied	A	0.030(0.76)	24	Slight
	B	0.025(0.64)	17	Slight
Neoprene, cured sheet, cold-bonded	...	0.062(1.57)	14	None
Neoprene, in situ cured and bonded	...	0.060(1.52)	10½	None
Polyurethane, liquid	A	0.062(1.57)	12	Slight
	B	0.018(0.46)	12	Severe
	C	0.062(1.57)	12	None
Polyurethane, cured sheet, cold-bonded	A	0.060(1.52)	14	None
	B	0.062(1.57)	12	Severe
Polysulfide, liquid	...	0.062(1.57)	12	Severe
Polysiloxane, liquid	...	0.062(1.57)	7	Severe
Butyl, cured sheet, cold-bonded	...	0.060(1.52)	2½	Severe
Butyl, in situ cured and bonded	...	0.060(1.52)	12	Severe
Cis-polybutadiene(98%) cured sheet, cold bonded	...	0.060(1.52)	10	None
Polybutadiene (polysulfide modified) in situ cured and bonded	...	0.060(1.52)	13	Severe
Styrene-butadiene copolymer, in situ cured and bonded (SBR)	...	0.060(1.52)	24	None
Natural rubber, cured sheet, cold-bonded	...	0.062(1.57)	10	None
Natural rubber, in situ cured and bonded	...	0.060(1.52)	16	Severe

جدول (۳-۷): مقایسه مقاومت ترکیبات الاستومری در مقابل فرسایش ناشی از

مراجع (References) :

الف : کتابهای خارجی

- 1) I.J.Karassik, T.McGuire, "Centrifugal Pumps", Chapman & Hall, 2nd Ed., 1998
- 2) I.J.Karassik, W.C. Krustsch, W.H.Fraser, T.P. Messina " Pump Handbook", 2nd. Ed. Mc Graw - Hill Co. 1986
- 3) I.J. Karassik, "Engineers' Guide To Centrifugal Pump ", Mc Graw- Hill Book Co., 1964
- 4) J.W.Dufour, W.Ed Nelson, "Centrifugal Pump Sourcebook", McGraw-Hill, Inc., 1992
- 5) I.J.Karassik, R.Carter, "Centrifugal Pumps, Selection, Operation and Maintenance", McGraw-Hill Co., 1960
- 6) R.H.Warring, "Pumping Manual", 7th Ed., Gulf Pub.Co., 1984
- 7) T.G. Hicks " Pump Application Engineering ", 1971
- 8) T.G. Hicks " Pump Operation And Maintenance", McGraw-Hill Co., 1958
- 9) " Sulzer Centrifugal Pump Handbook ", Sulzer Brothers LTD, Nov 1987
- 10) " Basic Principles For The Design Of Centrifugal Pump Installations ", SIHI - HALBERG GmbH, 1988
- 11) A.J.Stepanoff. "Centrifugal And Axial Flow Pumps" 2nd.Ed. John Willey & Sons, Inc., 1957
- 12) V.S.Lobanoff, R.R.Ross, " Centrifugal Pumps Design & Application ", Gulf Pub. 1989
- 13) H.H.Anderson, "Centerifugal Pump And Allied Machinery" . 4th Ed., Elsevier Advanced Technology, 1994
- 14) H.P.Bloch, F.K.Geitner, "Improving Machinery Reliability", Vol.1, 2nd.Ed., Gulf Pub.Co., 1988
- 15) H.P.Bloch, F.K.Geitner, "Machinery Failure Analysis And Troubleshootig", Vol.2, Gulf Pub.Co., 1986
- 16) H.P.Bloch, F.K.Geitner, "Machinery Component Maintenance and Repair", Vol.3, Gulf Pub.Co., 1990
- 17) H.P.Bloch, F.K.Geitner, "Major Process Equipment Maintenance and Repair", Vol.4, Gulf Pub. Co., 1989
- 18) H.L.Stewart, "Pumps", 3rd.Ed. Theodore Audel & Co., 1982
- 19) V.M.Cherkassky, "Pumps, Fans, Compressors", Mir Pub. 1985

- 20) A.J. Stepanoff, "Pumps and Blowers", John Wiley & Sons, 1965
- 21) F. Pollak, "Pump Users' Hand book", Gulf Pub. Co., 1980
- 22) J. Davidson, "Process Pump Selection, A System approach", 1984
- 23) "Process Pumps", The Inst. Mech. Eng., 1973
- 24) Lexicon, "Centrifugal Pump", 3rd. Ed. KSB Co., 1990
- 25) A.M. Michael, S.D. Khepar, "Water Well and Pump Engineering", Tata McGraw-Hill Co. 1985
- 26) F.A. Kristal, "Pumps", McGraw-Hill Co., 1940
- 27) L.B. Escritt, "Pumping Station Equipment And Design", C.R. Books Ltd., 1962
- 28) "Process Piping Design", Vol.2, Gulf Pub. Co., 1990
- 29) W. Tillner, "The Avoidance Of Cavitation Damage", Mech. Eng. Pub., 1993
- 30) "Pump Installation And Maintenance", TPC Training Systems, 1974
- 31) "Centrifugal Pump Design", KSB Co., 1990

ب : مقالات خارجی

- 1) C. Thurlow III, "Centrifugal Pumps", Chem. Eng., Oct. 11, 1971
- 2) E.J. Serven, "Centerifugal Pumps And Rotative Speed", Chem. Eng., Apr. 1, 1963
- 3) P. Staddon, "Getting To The Heart Of Trouble Free Pumping", World Pump, Nov. 1997
- 4) F.A. Holland & F.S. Chapman, "Centrifugal Pumps-Types, Charactristictes, System Design", Chem. Eng., July 4, 1966
- 5) J.K. Jacobs, "Select Your Pump By Specific Speed", Pet. Ref., Oct. 1957
- 6) R.F. Neerken, "Pump Selection For The Chemical Process Industries", Chem. Eng., Feb. 18, 1974
- 7) S.M. Childs, "New Approach To Pump Selection", Chem. Eng., May, 1963
- 8) J.K. Jacobs, "How To Select And Specify Process Pump?", Hyd. Proc., June, 1965
- 9) I.J. Karassik, "Centrifugal Pumps And System Hydraulics", Chem. Eng., Oct. 4, 1982
- 10) N. B. Heaps, "Longer Life For Centerifugal Pump", Chem. Eng., May 4, 1959,

- 11) N . B . Heaps , " How To Extend Centerifugal Pump Life " Chem . Eng , June 1 , 1959 , P128 - 132
- 12)R.F.Neerken, "Selecting The Right Pump" Chem.Eng. ,Apr.3,1978
- 13) S.T.Shiels , "Hidden Dangers In Centrifugal Pumps Specification : Part Two" , World Pumps, Feb.1995
- 14)A.W.F.Garbers & A.K.Wasfi, "Preventing Cavitation In High Energy Centrifugal Pumps", Hyd.Proc.,Jul.1990
- 15)E.Schiavello, "Troubleshoot Centrifugal Pumps" , Chem. Eng. Prog. Nov.1992
- 16)E.Clark, "Maximize Centrifugal Pump Reliability" , Chem.Eng.Feb.1994
- 17)G.R.Martin, "Pumps And NPSH : Avoid Problems And Improve Reliability" , Hyd.Proc.May 1996
- 18) A.M.Whistler, "A Yardstick For NPSH Requirments" , Pet.Ref.Jan.1960
- 19)A.F.Sherazer, "Net Positive Suction Head" , Chem.Eng.Prog.Sep.1959
- 20)P.Hergt , "Cavitation In Centrifugal Pumps" , KSB Co.
- 21)S.Z.Akhtar, "Sizing Pumps For Slurries" , Hyd.Proc.,Nov.1996
- 22)R.Kern, "Pump Piping Design" , Chem.Eng.,Oct.1971
- 23) R.Kern, " How To Design Piping For Pump Suction Condition" Chem . Eng . Apr . 1975
- 24)R.Kern , " How To size Piping For Pump Suction Condition" , May . 1975 .
- 25)P.P Van Blarcom , " By Pass System For Centrifugal Pumps" , Chem . Eng . , Feb , 1974
- 26)J.A.Reynolds , "Pump Installation and Maintenance" Chem . Eng . , Oct . 1971
- 27)R.Kern , " How To Get The Best Process Plant Layout For Pumps and Compressors" , Chem . Eng Dec . 1977
- 28) W.H. Stindt , "Keys To Pump Selection" , Chem . Eng . , Oct . 1971
- 29) J.R.Birk & J.H.Peacock , "Pump Requirements For The Chemical Process Indusries" , Chem . Eng . Feb . 1974
- 30)J.D.Doolin, "Select Pumps To Cut Energy Cost",Chem.Eng.Jan.1977
- 31)J.A.Reynold, "Saving Energy And Costs In Pumping System", Chem.Eng.Jan.1976
- 32)G.J.De Santis, "How To Select a Centirifugal Pump", Chem.Eng.Nov.1976

- 33) U.S. Hattiangadi, "Specifying Centrifugal And Reciprocating Pumps", Chem. Eng. Feb. 1970
- 34) J.I. Dalstad, "Slurry Pump Selection And Application" Chem. Eng. Apr. 1977
- 35) J. Doolin, "Pumping Difficult Fluids", Chem. Eng. Dec. 1991
- 36) C. Thurlow, "Pumps And The Chemical Plant, Part I: Selection", Chem. Eng. May. 1965
- 37) C. Thurlow, "Pumps And The Chemical Plant, Part II: Installation And Operation", Chem. Eng. June. 1965
- 38) H.M. Pollak, "How To Select Centrifugal Pumps", Chem. Eng. Feb. 1963
- 39) W.S. Tinney, "How To Obtain Troublefree Performance From Centrifugal Pumps", Chem. Eng. June. 1978
- 40) S. Yedidiah, "Diagnosing Problems Of Centrifugal Pumps, Part I", Chem. Eng. Oct. 1977
- 41) S. Yedidiah, "Diagnosing Problems Of Centrifugal Pumps, Part II", Chem. Eng. Nov. 1977
- 42) S. Yedidiah, "Diagnosing Problems Of Centrifugal Pumps, Part III", Chem. Eng. Dec. 1977
- 43) F. Buse, "The Effect Of Dimensional Variations On Centrifugal Pumps", Chem. Eng. Sep. 1977
- 44) W.R. Penney, "Inert Gas In Liquid Mars Pump Performance", Chem. Eng. July. 1978
- 45) S. Yedidiah, "Unusual Problems With Centrifugal Pumps", Chem. Eng.
- 46) G.G. Chase, "Match Centrifugal Pumps To Piping Systems", Chem. Eng. May. 1993
- 47) H.P. Bloch, "How And Why Centrifugal Pumps Continue To fail ? ", Chem. Eng., Nov. 1994
- 48) S. Yedidiah, "Recirculation Sheds Its Villainous Image", Chem. Eng. July 1994
- 49) W. Sag, "Rate Your Centrifugal Pumps In Use", Chem. Eng. July, 1955
- 50) W.E. Nelson, J.W. Dofour, "Problemfree Pumping System: A Guide To Holistic Design", Chem. Eng., Jan. 1995
- 51) W.W. French, " Tips For Troubleshooting Pumps ", Chem. Eng. Prog. June 1992
- 52) S.T. Shiels, "Hidden Dangers In Centrifugals Pump Specification : Part One", World Pumps, Jan. 1995