



شرکت مهندسی مروجان بهره‌وری

دوره آموزشی:

کنترل ظرفیت در پمپ‌ها

ارائه دهنده

مهندس کاویانی

تاریخ و محل برگزاری

پالایشگاه گاز بیدبلند - فروردین ماه ۱۳۸۷

آدرس: خ فاطمی، خ بابا طاهر، کوچه کیوان، پلاک ۶، طبقه ۳ و ۲ تلفکس: ۵-۸۸۹۸۹۸۳۱ و ۸۸۹۶۶۸۲۶ و ۸۸۹۸۵۴۶۷

Website: www.moravejan.com , e-mail: info@moravejan.com

پیش گفتار :

در مراحل انتخاب و یا بهره برداری از پمپ هاوبویژه پمپهای گریز از مرکز بندرت اتفاق می افتد که دبی پمپ دقیقاً همان مقداری باشد که موردنظر مصرف کننده گان است . البته این تنها مشکل افرادی که بنحوی با انتخاب پمپ و یا بهره برداری از آن سروکاردارند نمی باشد . تغییر شرایط سیستم همواره ایجاب می کند که پمپ ها بتوانند در یک دامنه معینی ، دبی مورد نیاز سیستم را تأمین نمایند . بنا بر این در انتخاب سیستم پمپاژهمواره بایدروش معقولی رابرای کنترل دبی (ظرفیت) پمپ انتخاب نمود ومورداستفاده قرار داد بنحوی که پمپ بتواند در یک دامنه مورد نظر، نیازهای سیستم رابرآورده نماید.

دریک تعریف ساده "کنترل ظرفیت عبارت است از سازگار نمودن ظرفیت پمپ بادبی موردنیاز در سیستم" باتوجه به تنوع پمپهای گریز از مرکز وویژگیهای هر یک در انتخاب روش مناسب برای کنترل ظرفیت آن باید عوامل متعددی را مورد توجه قرار داد بنحوی که روش انتخاب شده علاوه بر کارائی لازم ، از نظر اقتصادی ، صرفه جوئی در مصرف انرژی ، سازگاری با مشخصه های پمپ،تأثیر برروی رفتار مکانیکی وهیدرولیکی پمپ و ... نیز دارای مطلوبیت مورد نظر باشد . تنوع روشهای کنترل ظرفیت وتفاوت های رفتاری که بین انواع پمپها وجوددارد باعث می شود تاکلیه کسانی که بهر شکلی با انتخاب پمپ ، سیستم کنترل ظرفیت مناسب با آن وبهره برداری از پمپهاسروکار دارند لازم است که از دانش وتجربه کافی در این زمینه برخوردارباشند .اهمیت موارد فوق ونیازهایی که در این زمینه در واحد های صنعتی کشور وجود دارد مؤلف رابرآن داشت تاشاید بتواند با تدوین این مجموعه کمکی هرچند ناچیز به کارشناسان وتکنسینهای کشور عزیزمان دراین زمینه نموده باشد .

امید است با وجود کاستی هایی که در این مجموعه وجود دارد ، مؤلف توانسته باشد وظیفه خودرا در قبال این مسئولیت اجتماعی انجام داده باشد .

مرداد ۱۳۷۷

احمد کاویانی

روشهای کنترل ظرفیت در پمپهای گریز از مرکز

۱- مقدمه

هرگاه پمپی در یک سیستم لوله کشی جهت جابجایی مایعی مورد استفاده قرار گیرد، خود را با شرایط سیستم سازگار نموده و مایع را با دبی Q جابجا می کند. که در آن Q دبی محل تلاقی منحنی مشخصه سیستم (لوله کشی) با منحنی مشخصه پمپ می باشد. منحنی مشخصه پمپ بر حسب نوع پمپ، قطر پروانه بکار برده شده در آن و سرعت دورانی پمپ تغییر کرده و غالباً از طرف شرکت های سازنده پمپ در اختیار خریداران گذاشته می شود. این منحنی عموماً بصورت سهمی نزولی شکل می باشد.

منحنی مشخصه سیستم، یک منحنی سهمی شکل صعودی می باشد. ارتفاع کل در هر سیستم پمپاژ مایعات می تواند از دو بخش ارتفاع استاتیکی (H_s) و ارتفاع دینامیکی (H_d) تشکیل شده و ارتفاع کل (H_t) در سیستم برابر است با جمع آنها.

$$H_t = H_d \pm H_s \quad (1)$$

ارتفاع استاتیکی (H_s) به اختلاف انرژی پتانسیل (فشار و ارتفاع) منابع مکش و دهش پمپ بستگی داشته و مستقل از سایر عوامل نظیر دبی، قطر لوله، طول لوله، خواص فیزیکی مایع و ... می باشد.

ارتفاع دینامیکی (H_d) به عوامل متعددی نظیر دبی جریان، قطر لوله، تعداد و نوع اتصالات، خواص فیزیکی مایع مورد پمپاژ، طول مسیر و ... بستگی دارد. تغییرات ارتفاع دینامیکی با دبی جریان با رابطه (۲) نشان داده شده است.

$$H_d = KQ^n \quad (2)$$

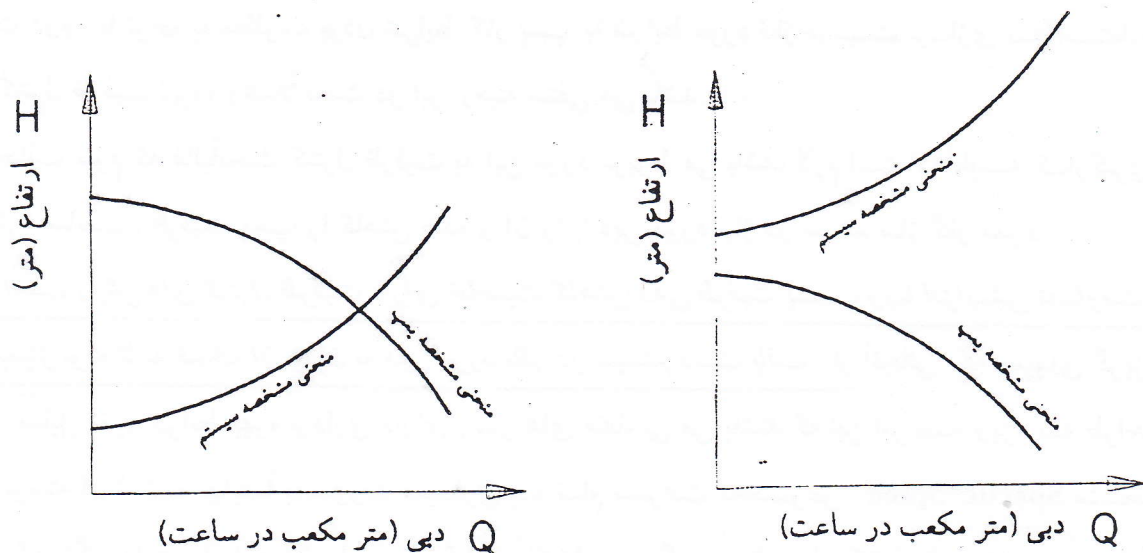
که در آن:

Q = متر مکعب در ساعت دبی جریان

K = مقدار ثابت که به سایر عوامل موثر بر روی H_d بستگی دارد

n = جریان آشفته ۲-۱/۸۵
جریان آرام ۱

محل تلاقی منحنی های مشخصه پمپ و سیستم را نقطه کاریانقطه بهره برداری (Duty or Operating Point) می نامند (شکل الف- ۱). برای اینکه پمپ نصب شده در سیستم بتواند مایعی را پمپاژ کند لازم است ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ در حالتی که شیر خروجی آن بسته باشد ($Q=0$) که اصطلاحاً Shut off Point نامیده می شود) از ارتفاع استاتیکی سیستم بیشتر باشد. در شکل (۱) دو سیستم پمپاژ را در حالتی که پمپ می تواند مایع را جابجا کند (الف- ۱) و در وضعیتی که پمپ قادر به پمپاژ مایع نمی باشد (شکل ب- ۱) نشان داده شده است. هماتوری که از شکل (ب- ۱) پیداست چون H_s سیستم از ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ در حالت $Q=0$ بیشتر است لذا دو منحنی یکدیگر را قطع نکرده و عملاً پمپ قادر به پمپاژ مایع نمی باشد.



ب: پمپ مایعی را پمپاژ نمی کند . الف: پمپ قادر به پمپاژ مایع می باشد .

شکل (۱) بررسی امکان انتقال مایع در یک سیستم پمپاژ

بنابر تعریف کنترل ظرفیت در پمپ عبارت است از سازگار نمودن دبی پمپ بادی مورد نیاز در سیستم. اگر دبی پمپ یا عبارت صحیح تر دبی در نقطه کار بادی مورد نیاز در فرآیند پمپاژ سازگاری لازم رداشته باشد، نیازی به بکارگیری از روش کنترل ظرفیت در سیستم پمپاژ نمی باشد. ولی از آنجائی که هر پمپ قادر است در یک دامنه وسیعی از دبی کار کند، بندرت اتفاق می افتد که دبی پمپ در نقطه کار همان دبی مورد نظر در سیستم پمپاژ باشد و اگر به مورد فوق نوسانات و تغییرات شرایط بهره برداری از سیستم را که قطعاً با تغییرات دبی مورد نیاز توأم می باشد اضافه شود، عملاً هیچ پمپی قادر نیست که بدون بکارگیری از یک روشی کنترل ظرفیت نیازهای سیستم پمپاژ را در شرایط مختلف بهره برداری تأمین نماید.

باتوجه بتوضیحات فوق بکارگیری از یک روش مناسب برای کنترل ظرفیت سیستم پمپاژ بخشی اجتناب ناپذیر از سیستم بوده و باتوجه به تنوع روش های موجود ویژگی های آنها لازم است که بطور دقیق هریک از روش های موجود مورد بررسی قرار گرفته و بر حسب شرایط بهره برداری و مشخصه های پمپ مناسب ترین روش برای کنترل ظرفیت آن انتخاب شده و مورد استفاده قرار گیرد. در اینجا شاید ذکر این نکته ضروری باشد که وقتی پمپی در یک سیستم انتقال مایع نصب شده باشد سه حالت ممکن است اتفاق بیافتد:

الف: دبی پمپ از دبی مورد نیاز در سیستم کمتر می باشد

ب: دبی پمپ یا دبی مورد نیاز در سیستم متناسب است

ج: دبی پمپ از دبی مورد نیاز در سیستم بیشتر است

در حالت اول بجز استفاده از تعداد معدودی روش کنترل ظرفیت (مثلاً افزایش سرعت دورانی پمپ) عملاً امکان بهره برداری از پمپ مقدور نبوده و غالباً در این حالت ترجیح داده میشود که از پمپی با قابلیت بیشتر که قادر به تأمین دبی مورد نیاز در سیستم باشد استفاده شود.

در حالت دوم، با توجه به مطلوب بودن شرایط کار پمپ با شرایط مورد نیاز در سیستم نیازی به استفاده از سیستم کنترل ظرفیت نبوده و عملاً بحث در این زمینه متفی می باشد.

ولی در حالت سوم که غالباً بحث کنترل ظرفیت به این مورد مربوط می باشد، لازم است که بابه کارگیری از یک روش مناسب، ظرفیت پمپ را کاهش داده و آن را با دبی مورد نیاز در سیستم سازگار نمود.

بنابراین اغلب روش های کنترل ظرفیت دارای خاصیت کاهش دمی ظرفیت پمپ و یا افزایش مقاومت در سیستم پمپاژ بوده تا به کمک آن بتوان به دبی مورد نظر در سیستم دست یافت. از آنجائی که پمپهای گریز از

مرکز در مقابل تغییر شرایط بهره برداری دارای رفتارهای متفاوتی می باشند که این امر به ویژه به طراحی پروانه و پوسته آن (که نهایتاً بصورت معیاری به نام سرعت مخصوص $Specific\ Speed$ مشخص می گردد) بستگی دارد. بنابراین لازم است که قبل از انتخاب هر گونه روش برای کنترل ظرفیت پمپ، رفتار آن (منحنی های $H-Q$ و $P-Q$) مورد بررسی قرار گرفته و براساس آن مناسب ترین روش برای کنترل ظرفیت پمپ انتخاب گردد.

یادآوری :

جهت اطلاع از سرعت مخصوص و تأثیر آن در رفتار پمپ و عوامل مؤثر بر آن به ضمیمه (A) مراجعه شود.

۲- ویژگیهای مورد انتظار در سیستم کنترل ظرفیت

از آنجائی که چگونگی عملکرد سیستم کنترل ظرفیت تأثیر چشمگیری بر هزینه های بهره برداری، هزینه های تعمیراتی، قابلیت اعتماد و ... سیستم می گذارد. لذا در انتخاب روش کنترل ظرفیت باید دقت شود تا حتی الامکان از ویژگیهای زیر برخوردار باشد :

الف : سازگاری با مشخصه های طراحی پمپ از نظر قابلیت اجرا.

ب: کاهش دبی همراه با کاهش توان مصرفی.

ج: در صورت امکان قابلیت کاهش توان مخصوص.

د: بالا بودن سرعت عمل.

س: بالا بودن قابلیت اعتماد.

ش: فاقد آثار نامطلوب بر عملکرد و قطعات پمپ.

ن: قیمت مناسب.

و: سادگی.

۳- روشهای کنترل ظرفیت در پمپهای گریز از مرکز

همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، دبی پمپ در سیستم پمپاژ عبارت از است دبی محل تلاقی منحنی مشخصه پمپ با منحنی مشخصه سیستم که اصطلاحاً آن را نقطه کار می نامند و کنترل ظرفیت یعنی تغییر دبی نقطه کار.

بدیهی است برای تغییر دبی نقطه کار باید منحنی مشخصه پمپ و یا سیستم را تغییر داد تا نقطه تلاقی دو منحنی تغییر نموده و دبی نقطه کار با دبی مورد نیاز در سیستم سازگار شود. روش دیگر برای کنترل ظرفیت، تغییر شرایط (یا روش) بهره برداری از پمپ (یا پمپها) می باشد. بنابراین روشهای کنترل ظرفیت در پمپهای گریز از مرکز را می توان به سه دسته تقسیم نمود:

الف: کنترل ظرفیت بر اساس تغییر منحنی مشخصه سیستم

الف-۱: ایجاد خفگی در قسمت دهش پمپ توسط شیر کنترل

الف-۲: ایجاد خفگی در قسمت مکش پمپ توسط شیر کنترل

الف-۳: نصب شیر کنترل در قسمت برگشت مایع (By pass)

ب: کنترل ظرفیت بر اساس تغییر منحنی مشخصه پمپ

ب-۱: تغییر سرعت دورانی پمپ

ب-۲: تغییر قطر پروانه پمپ

ب-۳: تغییر زاویه تیغه های (Vanes) پروانه

ب-۴: تغییر زاویه تیغه هایی که در قسمت ورودی پمپ قرار دارند (پیش چرخش مایع ورودی به پروانه)

ب-۵: ایجاد خفگی در قسمت دهش پمپ توسط صفحه سوراخدار (Throttle Plate)

ب-۶: ایجاد پیش چرخش در مایع ورودی به پروانه در ابتدای دهانه پروانه از طریق جریان برگشتی

ب-۷: کاهش دبی مایع ورودی به پروانه از طریق ایجاد کاویتا سیون کنترل شده

ب-۸: تراش قسمت لبه تیغه ها (Overfiling & Underfiling)

ج: کنترل ظرفیت بروش تغییر شرایط بهره برداری

ج-۱: خاموش و روشن کردن پمپ (یا پمپها)

ج-۲: موازی و یا سری بستن پمپها

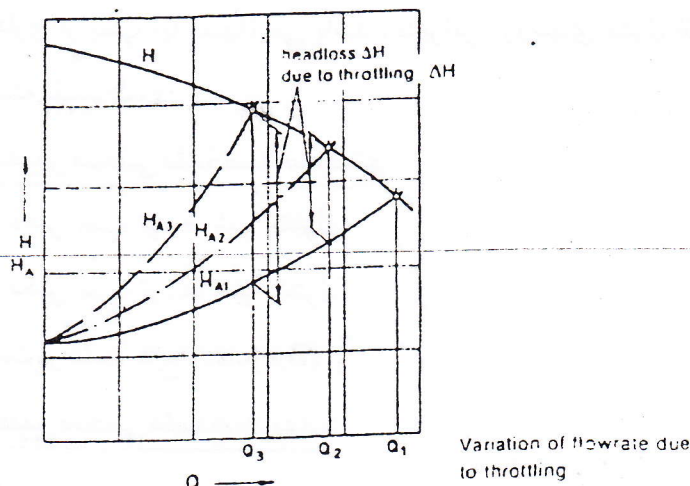
۴- کنترل ظرفیت بروش تغییر منحنی سیستم

۴-۱: ایجاد خفگی در قسمت دهش پمپ توسط شیر کنترل دبی

ایجاد خفگی در قسمت دهش پمپ باعث افزایش از دست رفتن ارتفاع دینامیکی (H_d) گردیده، شیب منحنی مشخصه سیستم تندتر شده و حول لولائی در نقطه $H_T = H_s$ به سمت چپ چرخش نموده و منحنی مشخصه پمپ را در دبی کمتری قطع می کند که در نهایت موجب کاهش دبی پمپ می گردد (شکل ۲).

طبیعی است که وجود شیر در قسمت دهش و استفاده از آن برای ایجاد خفگی باعث از دست رفت انرژی در سیستم خواهد شد. علاوه بر آن ایجاد خفگی در قسمت دهش پمپ باعث افزایش فشار در قسمت پوسته پمپ گردیده که موجب افزایش بار وارده بر یاطاقانها و شافت، افزایش فشار در محفظه آب بند کننده و

کاهش عمر مفید آن خواهد شد. بنابراین استفاده از این روش بصورت پیوسته ودائمی اقتصادی نمی باشد. نحوه تغییرات توان مصرفی و شدت این تغییرات به منحنی مشخصه P-Q پمپ بستگی دارد.



شکل (۲): کنترل ظرفیت در پمپ های گریز از مرکز بروش ایجاد خفگی در قسمت دهش در پمپهای جریان شعاعی (پمپهای با سرعت مخصوص کم $\eta_p \leq 60$) چون منحنی P-Q صعودی می باشد، لذا با کاهش دبی پمپ، توان مصرفی کاهش می یابد. با این وجود توان مخصوص (Specific Power) که عبارت است از توان مصرفی برای واحد دبی (مثلاً میزان کیلووات مصرفی برای هر متر مکعب در ساعت) افزایش خواهد یافت. توان مخصوص برابر است با:

$$P' = \frac{P(Kw)}{Q(m^3 \text{ hr})} = \frac{SG \cdot Q \cdot H_t}{367 \eta Q} = K \frac{H_t}{\eta} \quad (3)$$

که در آن:

P' = کیلو وات ساعت بر متر مکعب توان مخصوص

K = ضریب تناسب

H_t = ارتفاع کل متر

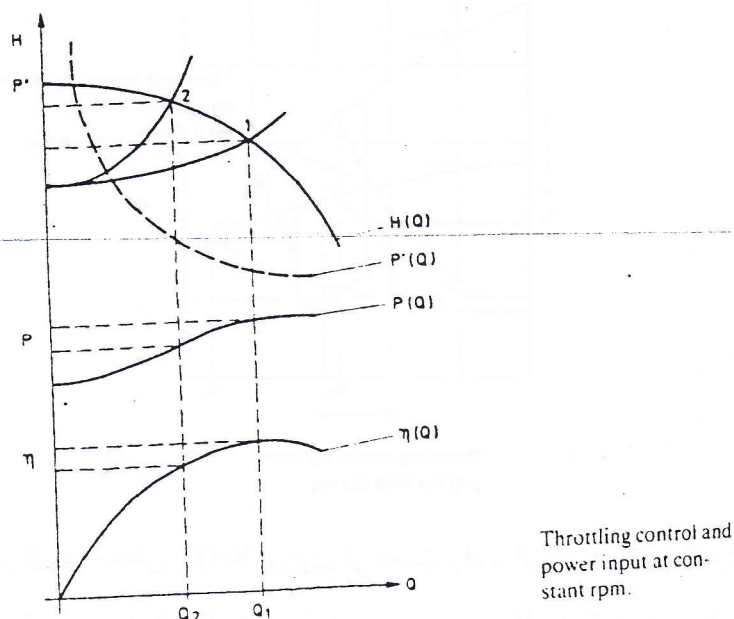
η = راندمان

SG = وزن مخصوص

بدیهی است که با استفاده از روش ایجاد خفگی مقدار H افزایش و غالباً η کاهش می یابد لذا در اغلب موارد کنترل ظرفیت بروش ایجاد خفگی باعث افزایش P' می گردد و این امر تأثیری بر از دست رفت انرژی در سیستم هنگام استفاده از این روش برای کنترل ظرفیت می باشد.

در شکل (۳) نمای کاملی از عملکرد این روش و تأثیر آن بر روی دبی، توان، توان مخصوص و راندمان پمپ نشان داده شده است. این روش از نظر اجرایی بسیار ارزان و ساده بوده ولی برای پمپ های بزرگ که تغییرات توان مصرفی در آن می تواند در صد بالایی از هزینه های هر واحد رادر بر گیرد، لازم است که ابتدا

یک تحلیل اقتصادی کامل در زمینه مناسب بودن این روش در مقایسه با سایر روش هایی که می تواند جایگزین آن شود صورت پذیرد.



شکل (۳) : تأثیر کنترل ظرفیت بروشی ایجاد خفگی در قسمت دهش بر روی دبی ، توان ،

توان مخصوص و راندمان پمپهای گریز از مرکز

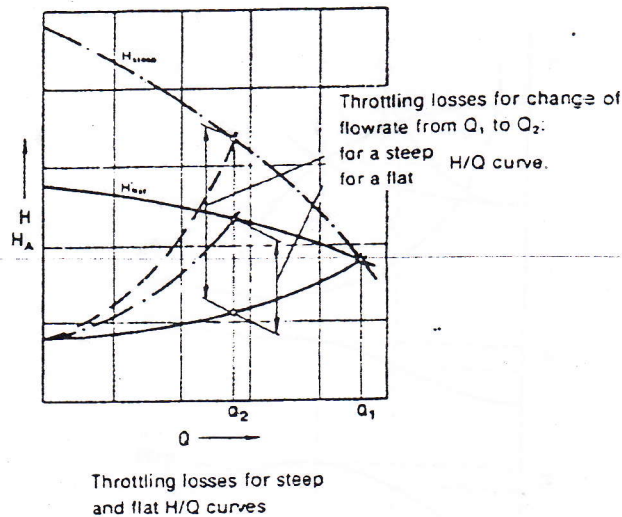
میزان از دست رفت انرژی برای کاهش دبی در پمپهای جریان شعاعی به شیب (Flat or Steep) منحنی مشخصه (H-Q) پمپ بستگی دارد . در پمپهای با منحنی (H-Q) تخت تغییرات دبی باز دست رفت انرژی کمتری در مقایسه با پمپهای با منحنی (H-Q) تیز صورت می پذیرد شکل (۴) . باید دقت شود که دبی پمپ نباید از یک حداقل مجاز کمتر شود ، چرا که این امر علاوه بر افزایش بار شعاعی و محوری وارده بر یاطاقانهای مربوطه ، موجب افزایش جریان گردشی ، گرم شدن پمپ و ... خواهد شد .

از آنجائی که در پمپهای از نوع کانال جانبی (Side- Channel) ، جریان مختلط با سرعت مخصوص بالاتر از $100 > n_q$ و جریان محوری که منحنی P-Q آن نزولی می باشد ، با کاهش دبی ، توان مصرفی شدت افزایش می یابد ، این روش اصلاً مناسب نمی باشد . در پمپ های جریان محوری ، استفاده از این روش علاوه بر افزایش توان مصرفی باعث هدایت شرایط بهره برداری از پمپ بسوی شرایط نا پایدار گردیده که چندان مطلوب نخواهد بود. این امر باعث ایجاد نوسان در شرایط بهره برداری ، افزایش میزان سروصدا گردیده و رعایت موارد فوق بویژه در بهره برداری طولانی الزامی است .

۲-۴: ایجاد خفگی در قسمت مکش توسط پمپ شیر کنترل دبی

اگر NPSHA در قسمت مکش پمپ در حد کافی باشد ، می توان از این روش برای کنترل ظرفیت پمپ های گریز از مرکز استفاده کرد. در پمپهای سوخت موتورهای جت غالباً از این روش برای کنترل ظرفیت استفاده می شود چرا که ایجاد خفگی در قسمت دهش می تواند باعث گرم شدن و تبخیر سوخت مایع

گردد. در دبی های کم، پروانه بطور کامل از مایع پرنشده و بر همین اساس توان مصرفی و افزایش درجه حرارت حدود یک سوم مقادیر مشابه در کنترل ظرفیت بروش ایجاد خفگی در قسمت دهش خواهد شد.



شکل (۴): تأثیر تیزی منحنی H-Q بر روی از دست رفت انرژی در شیر کنترل ظرفیت

بزرگترین عیب این روش ریسک بروز پدیده کاویتاسیون در پمپ می باشد که چندان مطلوب نبوده و می تواند باعث بروز صدمات جبران ناپذیر در پمپ گردد. البته در طرحهای مخصوصی سعی گردیده تا آثار نامطلوب این پدیده به حد اقل ممکن کاهش داده شود. بهر حال با وجود ویژگیهای ذکر شده در بالا بهتر است جز در مواردی که NPSHA به اندازه کافی از NPSHR بیشتر می باشد و یا مواردی که استفاده از این روش جنبه الزامی دارد (مثال مربوط به پمپ سوخت موتورهای جت) حتی الامکان سعی شود که از این روش برای کنترل ظرفیت پمپ استفاده نشود.

۴-۳ جریان برگشتی By pass

در پمپ های با سرعت مخصوص بالا ($n_q > 100$) نظیر پمپهای جریان محوری و بعضی از پمپ های جریان مختلط که منحنی P-Q آنها نزولی می باشد (با افزایش دبی توان مصرفی کاهش می یابد)، مناسب ترین روش استفاده از یک خط برگشت مایع از قسمت دهش پمپ به قسمت مکش آن، مخزن مکش و یا ایجاد مصارف جانبی برای مایع مورد پمپاژ می باشد (شکل ۵).

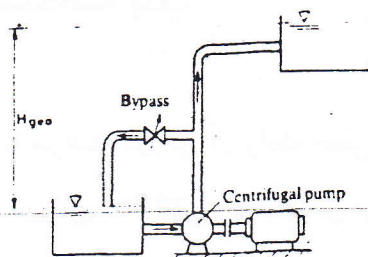
فرض می شود که دبی خروجی از پمپ Q_{tot} بوده ولی دبی مورد نیاز در سیستم Q_A باشد در این صورت بکمک شیر کنترل دبی اضافه را می توان به قسمت مکش برگشت داد (Q_{BP}).

$$Q_{tot} = Q_A + Q_{BP} \quad (۴)$$

نمونه ای از منحنی مشخصه پمپ و سیستم در شکل (۶) نشان داده شده است.

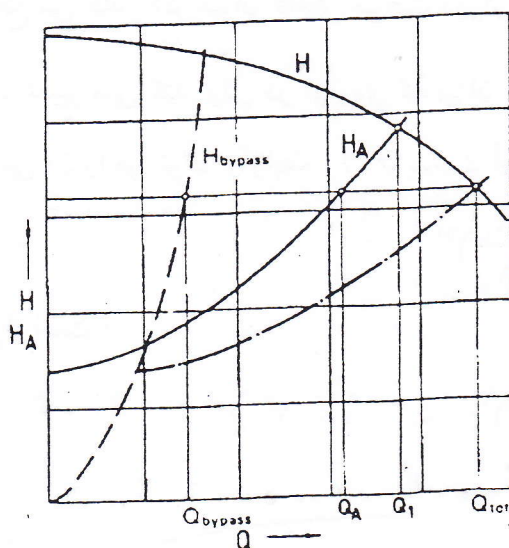
بعنوان یک نتیجه، هر چند که دبی پمپ از Q_1 به Q_{tot} افزایش می یابد ولی دبی سیستم مصرف کننده از Q_1 به Q_A کاهش خواهد یافت. جهت جلوگیری از گرم شدن مایع پمپ، در مواردی که میزان برگشت

مایع (Q_{BP}) زیاد باشد، بهتر است که مایع مورد انتقال به مخزن مکش و یا سایر مصرف کننده ها ارسال شده و از برگشت آن به لوله مکش پمپ خودداری شود.



Typical bypass control system.

شکل (۵): نمای ساده از یک سیستم کنترل ظرفیت پمپ بروشی کنترل جریان برگشتی یکی از معایب این روش احتمال بروز کاویتاسیون در پمپ می باشد. از آنجایی که با افزایش دبی، $NPSHR$ افزایش و $NPSHA$ کاهش می یابد، لذا باید دقت شود که در هنگام استفاده از این روش پمپ دچار کاویتاسیون نگردد.



Flow control by means of a bypass

شکل (۶): منحنی مشخصه پمپ و سیستم در حالت استفاده از شیر برگشت مایع از دیگر معایب این روش کاهش فشار در خط لوله دهش می باشد. همانطور که در شکل (۶) مشخص می باشد، در حالت عادی که سیستم فاقد خط برگشت می باشد ارتفاع دهش (یا عبارت دیگر فشار خط دهش) H_1 خواهد بود. حال آنکه با اجرای این روش جهت کنترل ظرفیت ارتفاع دهش به H_{BP} کاهش می یابد. هرچند که این تغییرات شاید در اکثر سیستم های پمپاژ اهمیت چندانی نداشته باشد، ولی در موارد خاصی که لازم باشد فشار دهش از یک حداقل معینی کمتر نباشد، این روش می تواند باعث بروز مشکلات جدیدی در سیستم به لحاظ کاهش فشار در خطوط لوله دهش گردد. مجدداً لازم به ذکر است که این روش

تنها برای مواردی که منحنی P-Q حالت نزولی دارند توصیه می شود، چرا که در غیر این صورت استفاده از این روش می تواند باعث افزایش توان مصرفی در پمپ گردد.

۵- کنترل ظرفیت بروش تغییر منحنی مشخصه پمپ

۵-۱: تغییر سرعت دورانی پمپ

بر اساس قانون تشابه (Affinity Law)، دبی پمپ با سرعت دورانی آن رابطه خطی دارد. بنابراین در بسیاری از موارد می توان برای کاهش ظرفیت پمپ سرعت دورانی آن را تغییر داد. فرض می شود که در حالت عادی دبی پمپ Q_1 بوده و لازم باشد که مقدار آن به Q_2 کاهش داده شود، لذا با استفاده از رابطه (۵) می توان به دبی مورد نظر از طریق کاهش سرعت دورانی دست یافت (شکل ۷).

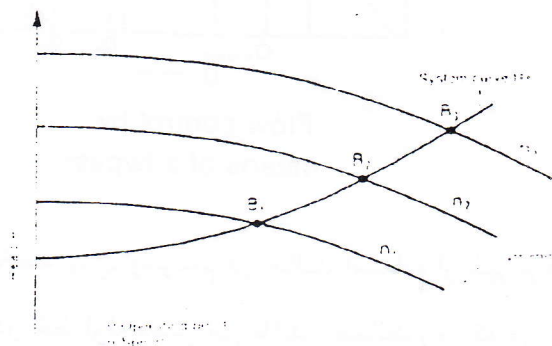
$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (5)$$

همانطوری که از شکل (۷) پیداست، در این روش منحنی مشخصه سیستم تغییری نکرده، ولی منحنی مشخصه پمپ با کاهش سرعت دورانی به موازات منحنی قبلی به سمت پائین حرکت نموده و منحنی مشخصه سیستم را در نقطه ای با دبی کمتر قطع می کند. اگر میزان کاهش سرعت دورانی پمپ چندان زیاد نباشد $\left(\frac{\Delta n}{n} \leq 0.2 \right)$ راندمان پمپ چندان تغییر نمی کند. ولی در مواردی که میزان کاهش سرعت پمپ زیاد باشد، راندمان آن کاهش یافته و مقدار تقریبی آن را می توان از رابطه (۶) بدست آورد.

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{0.1} \quad (6)$$

توان مصرفی پمپ در حالت اخیر برابر است:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} \right) \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (7)$$



شکل (۷): کنترل ظرفیت بروش تغییر سرعت دورانی پمپ

برای مقایسه دوروش کنترل ظرفیت با استفاده از خفگی (در قسمت مکش یا دهش) با روش تغییر سرعت دورانی می توان از عملکرد پدال گاز و ترمز در اتومبیل ها بهره گرفت. کنترل ظرفیت با استفاده از شیر کنترل نظیر

استفاده از ترمز برای کنترل رفتار اتومبیل بوده در صورتی که استفاده از سیستم تغییر دورمانند بکارگیری از پدال گاز برای تغییر شرایط رانندگی می باشد. بدیهی است حالت اول بازدست رفت سوخت (انرژی) در اتومبیل توأم بوده و همراه با خود آسب هایی به قطعات اتومبیل (نظیر لنت ترمز) وارد می کند. در صورتی که در بکارگیری از پدال گاز در اتومبیل هیچگونه خسارت جانبی به ماشین وارد نشده و علاوه بر آن موجب کاهش مصرف سوخت می گردد.

در بین تمامی روشهای موجود برای کنترل ظرفیت، بی اغراق این روش دقیق ترین روش بوده و از نظر صرفه جویی در هزینه های بهره برداری بهترین روش می باشد. چراکه اولاً در این روش کنترل ظرفیت با تلف نمودن انرژی توأم نبوده و ثانیاً راندمان پمپ تغییر چندانی نخواهد کرد. به همین خاطر با کاهش سرعت، توان مصرفی در پمپ در مقایسه با سایر روشها به شدت کاهش می یابد که نهایتاً باعث اقتصادی بودن آن در مقایسه با سایر روشها می گردد.

البته در کنار آن باید اذهان داشت که اجراء این روش نیازمند به سرمایه گذاری اولیه بیشتری می باشد، به همین خاطر در پمپهای کوچک استفاده از این روش بخاطر صرفه جویی اندک در توان مصرفی چندان مرسوم نمی باشد.

در سیستم های انتقال مایعات که بخش عمده ارتفاع مورد نیاز از نوع دینامیکی می باشد. استفاده از این روش تأثیر نامطلوب چندانی روی راندمان پمپ نداشته و روش بسیار مناسبی خواهد بود. این امر ناشی از این است که برای دست یابی به دبی مورد نظر، نیاز به اتلاف انرژی در سیستم (نظیر ایجاد خفگی) نمی باشد. از دیگر محسنات این روش قابلیت استفاده و کارائی بالای آن برای انواع پمپها می باشد. بالا بودن سرعت اجرای فرامین بر اساس پیامهای دریافتی باعث می شود که امروزه در بسیاری از صنایع (نظیر کاغذ سازی که اجرای فرامین صادره باید به سرعت در خط تولید به مرحله اجراء درآیند) این روش کنترل بعنوان یک روش بی رقیب مورد استفاده قرار می گیرد. تغییر سرعت دورانی باعث تغییر کلی در رفتار پمپ (دبی، ارتفاع، توان مصرفی و NPSHR) می گردد. این تغییرات بر اساس قانون تشابه به شرح زیر تعریف می شود:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (5)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (8)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (9)$$

$$(NPSH_R)_2 = (NPSH_R)_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (10)$$

رابطه (۱۰) نشان می دهد که با کاهش سرعت دورانی NPSHR به شدت کاهش می یابد (و برعکس).

به همین خاطر در صورت نیاز به افزایش سرعت برای افزایش دبی، باید دقت نمود که NPSHA در حد کافی بوده تا پمپ دچار پدیده کاویتاسیون نگردد. بدیهی است در شرایطی که پمپ در معرض بروز پدیده کاویتاسیون می باشد، کاهش سرعت دورانی می تواند یکی از راه حل های مناسب برای غلبه بر آن باشد. در شکل های (۸) و (۹) تأثیر روش های کنترل ظرفیت بر روی عملکرد پمپ و سیستم نشان داده شده است. برای تغییر سرعت دورانی پمپ روش های مختلفی وجود دارد که بر حسب امکانات موجود و شرایط بهره برداری می توان روش مناسب را انتخاب و مورد استفاده قرار داد که متداولترین آنها به شرح زیر می باشد:

الف: توربین بخار

ب: موتورهای احتراق داخلی (دیزل)

ج: الکترو موتورهای با امکان معکوس کردن جهت عبور جریان در بعضی از قطبها و نهایتاً تغییر تعداد قطبهای S و N که منجر به تغییر دور می گردد

د: الکتروموتور های دور متغیر (موتور با روتورسیم پیچی شده Wound Rotor or Slip Ring)، الکتروموتورهای جریان متناوب مجهز به سیستم تغییر فرکانس (Frequency Converter) و موتور جریان مستقیم (DC)

ه: کوپلینگ های الکترومغناطیسی

و: کوپلینگهای هیدرولیکی

ز: کوپلینگهای هیدرو استاتیکی

ح: استفاده از گیر بکسهای دور متغیر

ط: تغییر قطر پولی ها در هنگام انتقال قدرت با تسمه

در یک جمع بندی کلی، استفاده از تغییر سرعت دورانی برای کنترل ظرفیت پمپها دارای مزایای زیادی بوده که مهمترین آنها به شرح زیر می باشد:

(۱) راه اندازی آرام

(۲) پائین بودن شدت جریان مصرفی در هنگام راه اندازی پمپ

(۳) امکان کنترل ظرفیت از راه دور

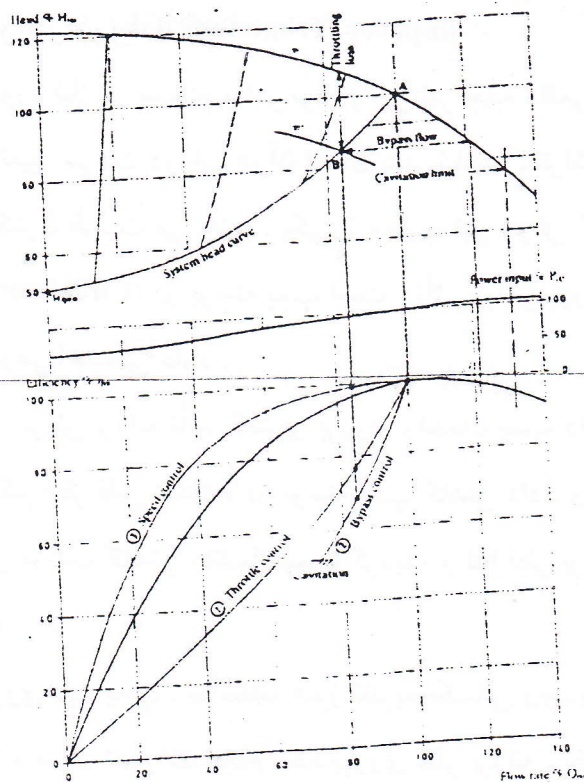
(۴) قابلیت تنظیم کارکرد پمپ در یک دامنه وسیع از نظر دبی و ارتفاع (با رعایت شرایط محدود کننده نظیر سرعت بحرانی، شدت جریان مجاز الکتروموتور، NPSHR، قابلیت انتقال قدرت شافت و ...)

(۵) کاهش هزینه پرسنلی

(۶) افزایش قابلیت اتوماسیون سیستم

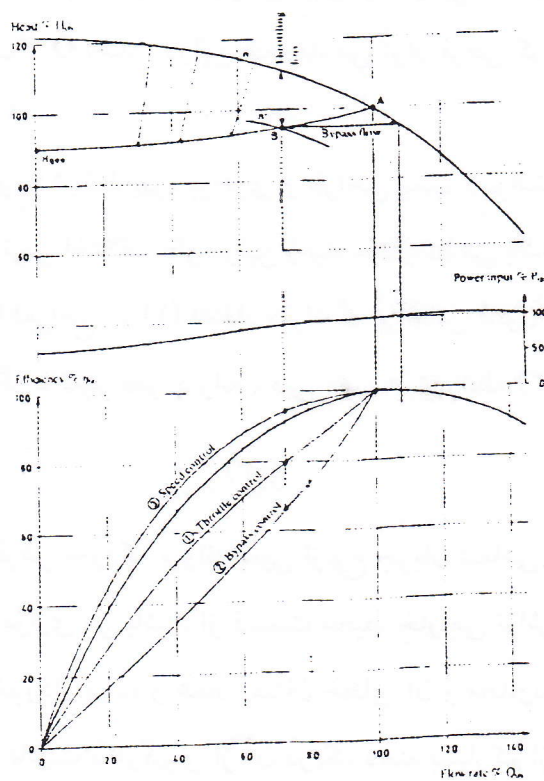
(۷) کاهش هزینه های تعمیر و نگهداری

(۸) کاهش انرژی مصرفی در پمپ



Various control systems with steep system head curve

شکل (۸): مقایسه روشهای مختلف کنترل ظرفیت در یک پمپ گریزازمرکز با منحنی مشخصه تیز



Various control systems with flat system head curve

شکل (۹): مقایسه روشهای مختلف کنترل ظرفیت در یک پمپ گریزازمرکز با منحنی مشخصه تخت

۵-۲: کاهش ظرفیت بروش تراش پروانه Impeller Trimming

در مواردی که ظرفیت پمپ از دبی مورد نیاز در سیستم بیشتر بوده و این امر جنبه دائمی داشته باشد، اگر سیستم بنحوی طراحی شده باشد که تغییر سرعت دورانی در آن امکان پذیر نباشد، تراش پروانه و کاهش قطر آن، یکی از مناسب ترین روشهای کنترل ظرفیت می باشد. یکی از معایب این روش کاهش راندمان پمپ در اثر افزایش جریان گردشی (Circulatory Flow) در پوسته پمپ است. تأثیر تراش پروانه برروی راندمان پمپ به طراحی پروانه (سرعت مخصوص) بستگی دارد.

در پمپهای جریان شعاعی ($n_q < 50$) تراش پروانه تأثیر کمتری برروی راندمان پمپ داشته و به همین خاطر قطر آن را می توان تا ۷۰ درصد حداکثر قطر قابل استفاده در پوسته پمپ کاهش داد. ولی در پمپهای جریان محوری تراش پروانه بطرز چشمگیری موجب کاهش راندمان پمپ گردیده و لذا قطر پروانه نباید از ۹۰ درصد قطر بزرگترین پروانه پمپ کمتر گردد.

در زمینه تأثیر تغییرات قطر پروانه برروی دبی پمپ، متأسفانه هنوز نظریه یکسانی وجود نداشته و برحسب ویژگیهای پمپ (سرعت مخصوص) و میزان تغییرات انجام شده برروی قطر پروانه، نظرات مختلفی ارائه شده است. به همین خاطر بنظر می رسد لازم باشد که نظرات اعلام شده در این بخش مورد تفسیر و بررسی قرار گرفته تا در پایان بتوان به یک جمع بندی کلی در این زمینه دست یافت.

فرض می شود که پمپی با پروانه ای به قطر D در حال بهره برداری بوده و دبی آن در شرایط بهره برداری (با فرض ثابت بودن سرعت دورانی پمپ) Q باشد. در این صورت می توان فرض کرد که:

$$Q = CD^m \quad (12)$$

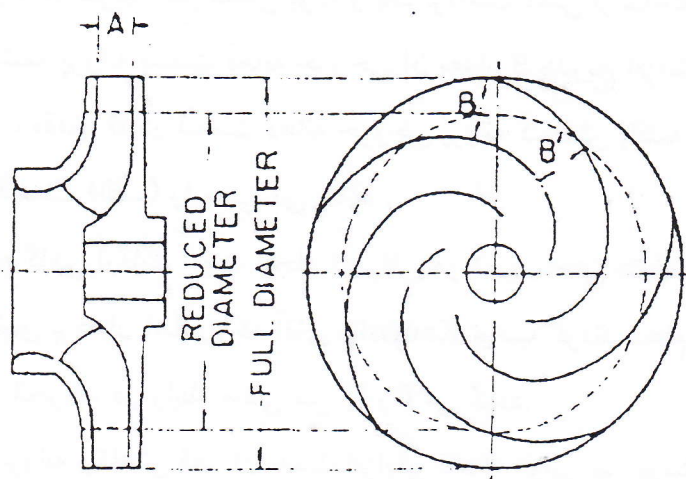
که در آن C و m مقادیر ثابتی بوده و به شرایط بهره برداری و طراحی پمپ (سرعت دورانی، ارتفاع و سرعت مخصوص آن) بستگی دارد. عمده ترین اختلاف نظر در این زمینه مقدار m می باشد. بسیاری از متخصصان پمپ و در رأس آنها آقای Karassik (مراجع ۱۱ و ۳) اعتقاد دارند که براساس قانون تشابه دبی پمپ با قطر پروانه رابطه خطی دارد. عبارت دیگر با تغییر قطر پروانه، دبی پمپ طبق رابطه (۱۳) تغییر می کند.

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right) \quad (13)$$

آقای Karassik در ارائه رابطه فوق فرض نمود که پروانه پمپی از نوع جریان شعاعی با پروانه بسته که صفحات نگهدارنده تیغه های آن (Shrouds) موازی می باشند از قسمت محیط خارجی تراش داده شده باشد. متأسفانه رابطه فوق در عمل از دقت لازم برخوردار نبوده و عملاً میزان خطای آن و محدودیت هائی که در پیش فرض آن وجود داشت همراه با محدودیت قابلیت بکارگیری از آن در یک دامنه بسیار کم از تغییرات قطر پروانه باعث گردید که بسیاری از کارشناسان رابطه (۱۳) را تنها در حد یک نظریه پذیرفته ولی استفاده از آن را عملاً برای دست یابی به نتایج قابل قبول منتفی دانستند. با این وجود ایشان در توجیه نظرات خود چنین استدلال کردند

دست یابی به نتایج قابل قبول منتفی دانستند. بالین وجود ایشان در توجیه نظرات خود چنین استدلال کردند [۱۱]:

وقتی که پروانه از قسمت خارجی تراش داده می شود، فقط قطر خارجی آن تغییر می کند. از آنجائی که فرض شده است که صفحات نگهدارنده تیغه ها موازی می باشند، لذا مقدار A بعد از تراش پروانه تغییری نخواهد کرد. شکل (۱۰).



Geometry of reducing impeller diameter.

شکل (۱۰): تأثیر تراش پروانه بر ساختار آن

اگر فرض شود که پروانه قطعه ای است با تعدادی کانال که از دو سمت توسط تیغه ها (Vanes) و از دو سمت دیگر توسط صفحات پوشش دهنده (Shrouds) محدود شده اند، بدیهی است که سطح مقطع مؤثر جریان مایع در پروانه برابر است با مساحت هریک از کانالها ضربدر تعداد کانالها. با مراجعه به شکل (۱۰)، این سطح در قبل از تراش پروانه برابر است با $A \times B$ و بعد از تراش پروانه مساوی $A \times B'$ خواهد بود که در یک دامنه محدود از تراش پروانه تغییر چندانی نکرده و تقریباً یکسان خواهد ماند.

از آنجائی که دبی هر پمپ با حاصلضرب سرعت خطی مایع در سطح مقطع جریان مایع بین دو تیغه در قسمت خروجی مایع از پروانه متناسب می باشد، لذا با توجه به تغییرات ناچیز سطح مقطع جریان، دبی پمپ فقط با سرعت خطی مایع خروجی از پروانه رابطه خطی داشته و نهایتاً می توان دبی پمپ را در هنگام تغییر قطر پروانه بعد از تراش آن برای تغییر دبی پمپ، تابعی خطی از قطر پروانه دانست. البته نامبرده خود به وجود خطا در این زمینه واقف بوده، ولی مقدار آن را ناچیز می داند که قابل صرف نظر دانسته و نهایتاً نظر قطعی خود را مجدداً بر اساس ارتباط خطی بین دبی و قطر پروانه ابراز می دارد. ولی نتایج حاصل از تحقیقات بعمل آمده از

بررسی تغییرات دبی پمپ با تراش پروانه نشان می دهد که دبی پمپ عملاً با تغییر قطر پروانه بصورت خطی تغییر نخواهد کرد. علت این مغایرت عمدتاً در غیر واقعی بودن پیش فرضهائی است که ایشان برای اثبات نظریه خود بدان استناد نموده است. این تغییرات بنابه دلایل زیر بیشتر از آنچه که نامبرده به آن اشاره نموده است در عملکرد پمپ تأثیری گذارد بنحوی که عملاً مقدار m از یک بیشتر خواهد شد:

الف: صفحات نگهدارنده تیغه ها بجز در موارد استثنائی (پمپهای جریان محوری با n_p بالا) با یکدیگر موازی نبوده و لذا در هنگام تراش پروانه مقدار A در شکل (۱۰) افزایش خواهد یافت.

ب: فرضیه موازی بودن تیغه ها تقریباً غیر ممکن بوده و یک برداشت ذهنی از ساختار پروانه می باشد. با حرکت مایع از قسمت چشمه پروانه بسمت دهانه خروجی آن مقدار B بتدریج افزایش می یابد. یا بعبارت دیگر با کاهش قطر پروانه، مقدار B در قسمت دهانه خروجی پروانه کاهش یافته و این امر تا حدودی اشتباهات عنوان شده در قسمت (الف) را خنثی می سازد.

ج: در هنگام تراش پروانه گاهی اوقات جهت ایجاد تغییراتی در شیب منحنی مشخصه پمپ (تخت یا تیز کردن منحنی) عملیات تراشکاری بر همان اساسی که آقای Karassik توصیه کردند انجام نمی شود و همین تغییرات اجرایی نهایتاً منجر به بروز انحراف در رابطه خطی بین Q و D می گردد.

د: بدیهی است که تراش پروانه و کاهش قطر آن باعث افزایش فاصله هوایی بین پوسته پمپ و پروانه آن گردیده و همین امر می تواند بر میزان جریان گردشی در پوسته پمپ، پدیده شوک، از دست رفت ناشی از اصطکاک بین مایع و پوسته پمپ و ... اثر گذاشته و میزان خطای ناشی از فرضیه فوق را افزایش دهد.

باتوجه به مطالب فوق و مقایسه آن با نظریات بسیاری از صاحب نظران در این زمینه، غیر خطی بودن رابطه بین Q و D تقریباً قطعی بوده و لازم است که بابررسی سایر نظرات به یک جمع بندی کلی برای آن دست یافت:

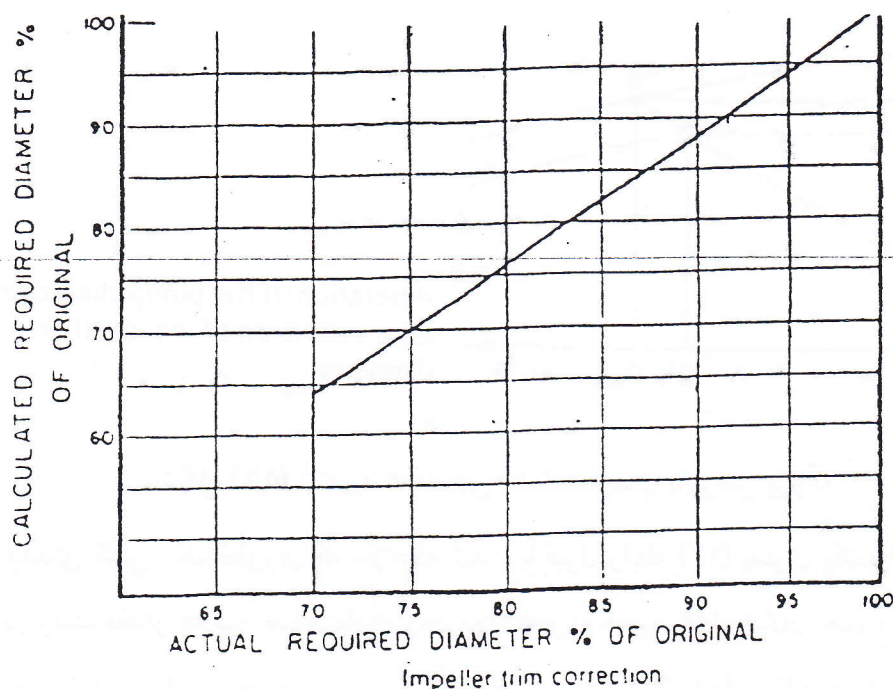
۱- در مرجع [۷] پیشنهاد شده است که میزان تغییرات مورد نیاز بر روی پروانه نخست بر اساس خطی بودن Q و D (رابطه ۱۳) محاسبه گردیده ولی مقدار واقعی آن بکمک شکل (۱۱) اصلاح شود. در این مرجع هیچگونه توضیحی برداشته کاربرد این نمودار داده نشده و بنظر می رسد که از نظر ایشان این نمودار برای انواع پروانه ها معتبر می باشد.

۲- در مرجع [۸] برای پمپهای جریان شعاعی مقدار m در رابطه (۱۲) را (دو) و برای پمپهای جریان محوری و مختلط (یک) در نظر گرفته شده است. البته در محاسبه تغییرات توان مصرفی در پمپ بهنگام تغییر قطر پروانه، استفاده از یک ضریب اصلاح ضروری دانسته شده است.

۳- بی اغراق می توان اظهار داشت که مرجع [۱]، با دقت بیشتری به این امر توجه نموده و سعی شده که بر حسب ویژگیهای پمپ برای هر طرح خاصی از پروانه نظریه مناسب برای آن را ارائه دهد:

”هنگامی که قطر پروانه پمپی در اثر تراشکاری کاهش داده می شود، عرض دهانه خروجی پروانه، زاویه تیغه ها و طول آنها قطعاً تغییر خواهد کرد که به سهم خود بر روی عملکرد پمپ تأثیر خواهد گذاشت. نحوه این تأثیرات به قطر پروانه (سرعت مخصوص پروانه) و در صد تغییرات انجام شده بر روی آن بستگی دارد. بنابر این امکان

ارائه یک دستور العمل خاص در زمینه رابطه تغییرات دبی با کاهش قطر پروانه بطور عام وجود نداشته ولی در شرایط کاملاً تعریف شده وبا پذیرش خطا در حد قابل قبول می توان براساس دستور العمل های زیر عمل نمود.



شکل (۱۱): محاسبه مقدار اصلاح شده درصد تراش پروانه

برای پمپهای جریان شعاعی مقدار m در رابطه (۱۲) بشرح زیر می باشد :

الف : اگر میزان تراش پروانه بزرگتر یا مساوی با ۶ درصد باشد $m=2$ در نظر گرفته شود

ب : اگر میزان تراش پروانه کوچکتر یا مساوی با یک درصد باشد $m=3$

هرچند که این مرجع برای تغییرات بین یک تا ۶ درصد اظهار نظری ننموده است ، ولی بعلت نداشتن مرجعی معتبر پیشنهاد می گردد که در چنین مواردی می توان از طریق بسط داخلی (Interpolation) مقدار m را برحسب درصد تغییرات قطر پروانه بین ۲ تا ۳ بدست آورد.

۴: در مرجع [۲] برای پمپهای جریان شعاعی در یک دامنه محدودی از تغییرات قطر پروانه ، مقدار $m=2$ اعلام گردیده و این امر برای پمپهای جریان مختلط دارای محدودیتهای بیشتری می باشد .

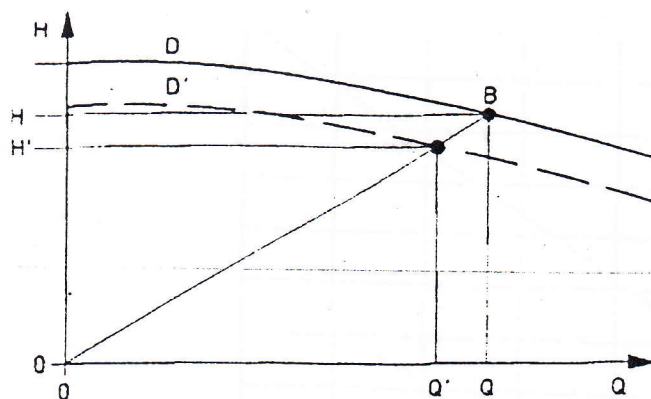
اگر دبی نقطه کار پمپی Q_1 بوده (نقطه B_1) و لازم باشد که دبی آن به Q_2 (نقطه B_2) کاهش داده شود ، در این صورت برای پیدا کردن قطر پروانه که دبی پمپ را به Q_2 برساند لازم است که نقطه $H=0$ و $Q=0$ با خطی مستقیم به نقطه B_1 متصل شود ، سپس بر روی محور طولها (محور مربوط به دبی) خطی عمودی از نقطه Q_2 رسم کرده تا خط OB_1 را در نقطه ای مانند B_2 قطع کند .

با رسم یک منحنی به موازات منحنی مشخصه پمپ با قطر D_1 ، می توان منحنی مشخصه پمپ را برای قطر D_2 بدست آورد (شکل ۱۲)

برای محاسبه D_2 می توان از رابطه (۱۴) استفاده کرد :

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} = D_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$$

(۱۴)



Alteration of the pump characteristic after reduction of the impeller diameter.

شکل (۱۲): تغییرات منحنی مشخصه پمپ با تراش پروانه

۴-۵: جمع بندی کلی: همانطوری که ملاحظه شد، با قبول رابطه (۱۲) بعنوان یک رابطه بنیادی، اختلاف نظر شدیدی در زمینه مقدار m بین صاحب نظران وجود داشته و به همین خاطر امکان جمع بندی قطعی نقطه نظرات آنها وجود ندارد. با این وجود براساس پیشنهادات زیر می توان با دقت قابل قبول به نتایج مورد نظر در این زمینه دست یافت که اهم آن به شرح زیر می باشد:

الف: مقدار درصد مجاز برای تراش پروانه به سرعت مخصوص آن بستگی دارد. حداقل قطر پروانه مجاز برای پمپهای جریان شعاعی ۷۰ درصد و برای پمپهای جریان محوری ۹۰ درصد قطر بزرگترین پروانه ای می باشد که در پوسته پمپ جامی گیرد. برای پمپهای جریان مختلط بر حسب سرعت مخصوص آن مقادیری بین اعداد ذکر شده مجاز می باشد.

ب: امروزه اکثر شرکتهای سازنده پمپ، منحنی مشخصه مربوط به هر پمپ را برای قطرهای مختلفی از پروانه های استاندارد خود تهیه و در اختیار مشتریان قرار می دهند. از آنجائی که سازندگان هر ماشین را باید مطلع ترین مرجع در زمینه ویژگیهای آن محصول دانست، لذا اطلاعات ارائه شده از سوی آنها را باید معتبرترین مرجع برای تصمیم گیری در زمینه اصلاح قطر پروانه دانست. در این زمینه توجه به نکات زیر می تواند در اتخاذ تصمیمات مناسب برای تغییر قطر پروانه مؤثر واقع گردد:

اگر مختصات شرایط بهره برداری مورد نظر از لحاظ دبی و ارتفاع دقیقاً بر روی منحنی مشخصه مربوط به یکی از پروانه های استاندارد پمپ قرار داشته باشد، می توان به سادگی قطر پروانه مورد نظر را انتخاب کرد. اگر مختصات شرایط بهره برداری مورد نظر اندکی پائین تر از منحنی مشخصه مربوط به یکی از پروانه قراردادش در صورت ضرورت اصلاح دبی آن میتوان بکمک سایر روشهای کنترل ظرفیت (نظیر استفاده از شیر کنترل دبی در قسمت دهش پمپ) ظرفیت پمپ را به مقدار مورد نظر رسانید. بدیهی است در طی دوران

بهره برداری و بروز تغییراتی که قطعاً در کیفیت قطعات (پوسته، پروانه، لوله ها و ...) صورت می گیرد. پروانه مورد استفاده در پمپ جوابگوی نیازهای سیستم خواهد بود.

در مواردی که دبی نقطه کار مورد نظر اندکی بالاتر از دبی قابل دسترس توسط پروانه موجود در پمپ و یا سایر پروانه های استاندارد شرکت سازنده بوده و استفاده از سایر روش ها برای سازگار نمودن شرایط بهره برداری از پمپ بانیاذهای سیستم امکان پذیر نبوده (نظیر تغییر سرعت دورانی) و یا با از دست رفتن زیاده انرژی توام باشد می توان با استفاده از روش های ارائه شده در بند (۲-۵)، بارسم خطی از نقطه $Q=0$ و $H=0$

دو منحنی مربوطه به پروانه هائی را که در دو سمت نقطه کار مورد نظر در سیستم قرار دارند را قطع نموده و با قرائت مقادیر (D_1, Q_1) و (D_2, Q_2) و قرار دادن آن در رابطه (۱۵) مقدار m را برای پمپ مورد نظر محاسبه کرد.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^m \quad (15)$$

بعد از محاسبه m ، اگر Q_0 دبی مورد نظر در سیستم باشد، با در دست داشتن مقادیر m, Q_0, D_1, Q_1 می توان بکمک رابطه (۱۵) مقدار D_0 را محاسبه نموده و عملیات تراشکاری را برای کاهش قطر آن از D_1 به D_0 انجام داد.

ج: در بسیاری از موارد احتمال دارد که شرکت سازنده پمپ منحنی مشخصه پمپ را فقط برای یکی از پروانه های قابل استفاده در پمپ که غالباً بزرگترین پروانه قابل نصب در پوسته پمپ می باشد در اختیار خریدار قرار داده باشد. در این حالت لازم است که مقدار m را بطور تقریبی پیش بینی نموده و همانند روش فوق با در دست داشتن مقادیر m, Q_0, D_1, Q_1 مقدار D_0 را محاسبه کرد.

از آنجائی که با احتمال زیاد مقدار D_0 بدست آمده دارای خطا بوده و احتمالاً ممکن است مقدار آن مورد قبول نباشد، بهتر است که تراش پروانه بمقدار ۲۰ درصد کمتر از مقدار محاسبه شده انجام پذیرد. پروانه تراش داده شده را بعد از بالانس کردن در پمپ نصب نموده و شرایط بهره برداری از آن را بررسی کنید. در صورتی که دبی پمپ از حد قابل قبول بیشتر باشد لازم است که مجدداً با تحلیل مغایرت موجود، قطر پروانه مورد نظر را محاسبه کرده و بعد از تراش مجدد و بالانس کردن پروانه آن را بر روی پمپ نصب نمایید. هر چند که این روش ممکن است تا حدودی وقت گیر بنظر برسد، ولی بلحاظ بالا بودن دقت آن و کمبود اطلاعات قابل دسترس و نتایج مطلوب آن را می توان مناسب ترین روش برای نیل به شرایط مورد نظر در بهره برداری از پمپ دانست.

۵-۵: توصیه های اجرایی: در قسمتهای قبل مطالب ارائه شده غالباً در زمینه ارتباط دبی پمپ با قطر پروانه بوده ولی مسائل حاشیه ای آن که اهمیت بالائی دارند کمتر مورد بررسی قرار گرفته که در این بخش بدان اشاره خواهد شد.

الف: تراش پروانه باعث افزایش سرعت مخصوص پروانه خواهد شد و این امر بر روی NPSHR آن تأثیر گذاشته و باعث افزایش آن خواهد شد. اگر میزان کاهش قطر پروانه کمتر از ۵ درصد باشد افزایش NPSHR بسیار ناچیز بوده و قابل صرف نظر است ولی اگر مقدار آن بین ۵ تا ۱۰ درصد باشد این افزایش چشمگیر بوده و باید مورد توجه قرار گیرد. علت این امر افزایش بار وارده بر تیغه های پروانه (Vanes) می باشد که در اثر تراش کاری طول آن کاهش یافته است و همین امر بر روی توزیع جریان مایع بدرون پروانه تأثیر نامطلوب می گذارد. متأسفانه بسیاری از شرکتها این تأثیر را در منحنی های مشخصه مربوط به NPSHR منظور نمی کنند و همین امر می تواند باعث بروز مشکلاتی در شرایط بهره برداری از پمپ گردد.

ب: از آنجائی که اغلب پروانه ها بعد از تراش از بالانس خارج شده و نصب آن بعد از عملیات تراشکاری می تواند باعث بروز لرزش در پمپ گردد، لذا اکیداً توصیه می شود که بعد از هرگونه تغییر در ساختار پروانه و قبل از نصب مجدد آن، پروانه را باید بطور دینامیکی بالانس نموده و بعد بر روی پمپ نصب کرد. عدم توجه به توصیه فوق می تواند ضمن ایجاد لرزش در پمپ باعث وارد شدن صدمات و خسارت های جدی (خرابی یاطاقانها) در پمپ گردد.

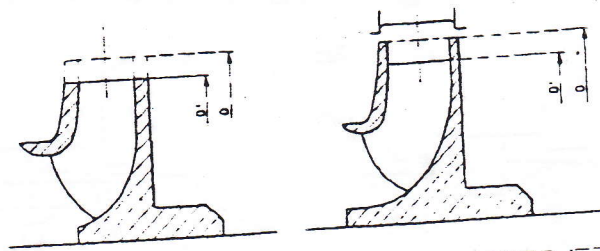
ج: از آنجائی که نحوه تراش پروانه می تواند تأثیر بسزائی در عملکرد هیدرولیکی پمپ و میزان لرزش آن داشته باشد، لذا توصیه می شود که قبل از هرگونه تصمیم گیری در این زمینه نکات زیر مورد توجه قرار گیرد: در پمپ های پیچکی (Volute) می توان تیغه ها و صفحات نگهدارنده آنها (Shrouds) را با هم تراش داد (شکل a,e-۱۳). در بعضی از پمپها این امر باعث افزایش لرزش گردیده و علاوه بر آن بلحاظ افزایش لقی بین پروانه و پوسته می تواند باعث افزایش جریان گردشی و عوارض ناشی از آن گردد.

افزایش لقی بین پوسته و پروانه در پروانه ها با دو مکش آثار نامطلوب شدید تری داشته و به همین خاطر تراش پروانه در این نوع پمپها تصمیم مناسبی نمی باشد. در یک چنین مواردی بهتر است که تراش تیغه های پروانه بصورت مورب صورت پذیرد. (شکل e,d-۱۳). در این صورت صفحات نگهدارنده تیغه دست نخورده باقی مانده و لذا میزان لقی بین پروانه و پوسته تغییر نمی کند.

تراش تیغه ها به تنهایی مانع از افزایش جریان گردشی در قسمت خروجی پروانه گردیده و فاصله هوایی بین پوسته و پروانه باید در حد $1/3$ میلیمتر (در جهت شعاعی) نگهداشته شود تا میزان لرزش ناشی از فرکانس عبوری تیغه ای (Vane Passing Frequency) به حداقل برسد. در پمپهای افشان (Diffuser) بهتر است که تنها تیغه ها تراش داده شود (شکل b-۱۳) تا میزان جریان گردشی در لبه پروانه کنترل شود.

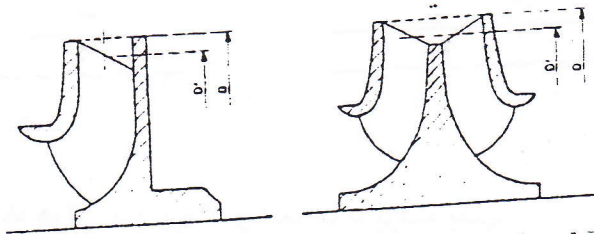
این نحوه تراش باعث افزایش پایداری منحنی مشخصه پمپ می گردد، چراکه حفظ فاصله هوایی بین پروانه و پوسته مانع از تشدید جریان گردشی در قسمت مکش و توزیع یکنواخت مایع ورودی بدرون پروانه می گردد. در تراش پروانه باید مقاومت مکانیکی پروانه ها مورد بررسی قرار گیرد. اگر تراش پروانه باعث ضعیف شدن ساختمان مکانیکی پروانه شود، در طول فرآیند بهره برداری می تواند باعث بروز مشکلات زیادی

گردد. برش مورب تیغه ها در چنین مواردی می تواند ضمن بهبود شرایط جریان مایع در پروانه باعث افزایش مقاومت مکانیکی آن شود.



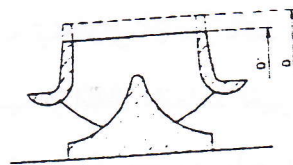
a) Reduction of impeller diameter

b) Reduction of the blades



c) Oblique reduction of the blades

d) Oblique reduction of the blades



e) Reduction of impeller diameter

Impeller corrections.

شکل (۱۳): توصیه های عملی برای تراش انواع پروانه ها

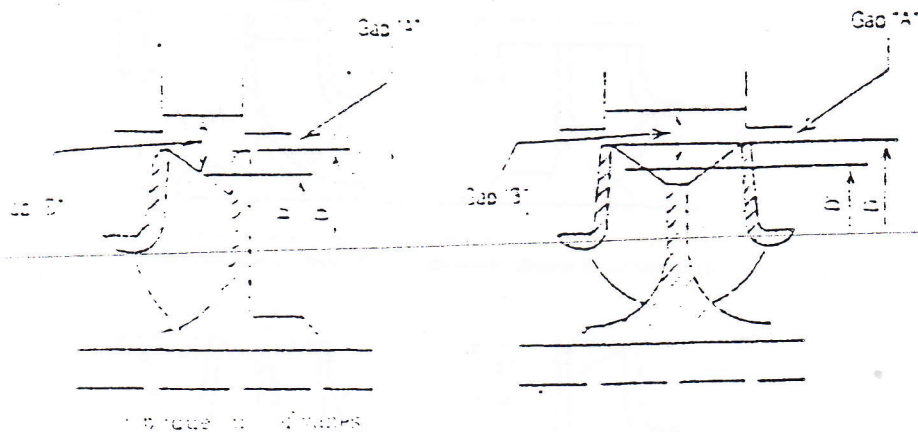
در این جا لازم است که تأثیرات جانبی تراش پروانه بر روی عملکرد پمپ مورد بررسی قرار گیرد. تراش پروانه عموماً موجب تغییر طول تیغه ها و زاویه پیش تیغه ها خواهد شد. کاهش قطر پروانه بمقدار زیاد می تواند باعث تغییر ساختار هندسی پروانه گردیده که تأثیر نامطلوبی بر روی راندمان پمپ باقی خواهد گذاشت. شدت این تأثیر به سرعت مخصوص پروانه بستگی دارد. با افزایش میزان تراش پروانه (بویژه برای پمپهای با سرعت مخصوص بالا) موجب کاهش هرچه بیشتر راندمان پمپ خواهد شد.

تراش نامطلوب پیچک و یا افشاننده موجب افزایش فاصله هوایی بین پروانه و پوسته پمپ گردیده که می تواند باعث تشدید لرزش محوری ناشی از افزایش جریان گردشی در پمپهای افشان و پیچکی گردد.

برای کاهش لرزش ناشی از پدیده فرکانس عبور تیغه ای، بسیاری از شرکت های سازنده پمپ سعی در افزایش فاصله هوایی B را دارند. (شکل ۱۴)

بالین روش می توان نیروی ناشی از ضربان هیدرولیکی وارده بر پروانه را با ۱ تا ۶ درصد افزایش در فاصله هوایی B بمیزان ۸۰ تا ۸۵ درصد کاهش داد. این تغییرات هیچگونه تأثیر نامطلوبی روی راندمان پمپ نمی گذارد، حال آنکه هرگونه کاهش در طول کانال پوسته می تواند موجب کاهش راندمان پمپ شود. هرگونه

عملیاتی که باعث بهبود رانندمان پمپ شود، باعث کاهش پدیده‌هایی که انرژی بر می‌باشند نظیر سرو صدا، شوک و لرزش که ناشی از پدیده جریان تیغه‌ای فرکانس می‌باشند، می‌گردد.



شکل (۱۴): فاصله هوایی بین پروانه و تیغه‌ها با پوسته پمپ

۵-۶: تغییر زاویه تیغه‌های پروانه (Impeller Blade Adjustment)

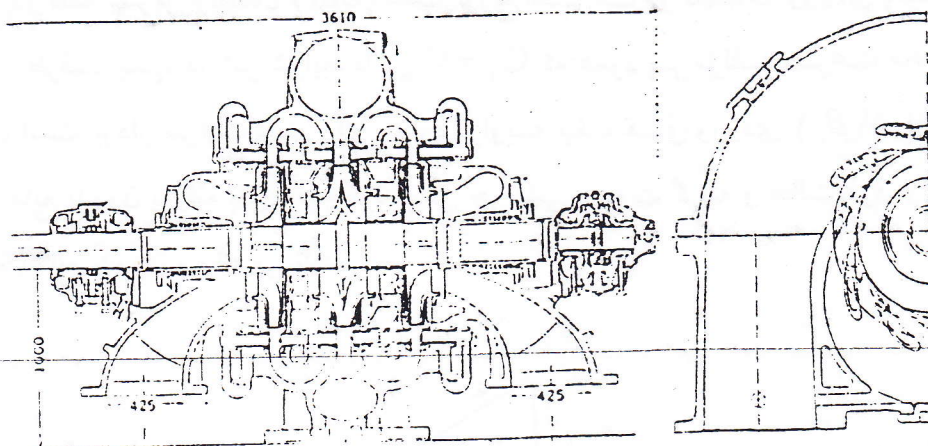
یکی از عوامل مؤثر بر روی شکل منحنی مشخصه هر پمپ، زاویه تیغه‌های آن می‌باشد، بنابراین با تغییر زاویه تیغه‌ها می‌توان منحنی مشخصه پمپ و نهایتاً نقطه کار رادر سیستم انتقال مایعات تغییر داد. این روش برای هر نوع پمپ گریز از مرکز قابل اجرا بوده، ولی در مورد پمپهای جریان محوری بلحاظ نتایج بهتر بیشتر مرسوم است. در شکل (۱۵) نمونه‌ای از سیستم تغییر زاویه تیغه‌ها در یک پمپ گریز از مرکز نشان داده شده است.

این روش از لحاظ نتایج مطلوب حاصله و ویژگیهای خاص آن روش بسیار مطلوبی بوده، ولی متأسفانه بلحاظ گرانی آن (بویژه برای مواردی که لازم باشد عملیات کنترل ظرفیت در حین بهره‌برداری از پمپ صورت پذیرد) دارای محدودیت‌های کاربردی می‌باشد. در شکل (۱۷) تأثیر تغییر زاویه بر روی منحنی‌های $H-Q$ و $\eta-Q$ در یک پمپ جریان مختلط نشان داده شده است.

این روش همانند روش پیش چرخش که در مبحث بعدی مورد بررسی قرار می‌گیرد، باعث افزایش NPSHR در پمپ گردیده و می‌تواند احتمال بروز کاویتاسیون در پمپ را افزایش دهد.

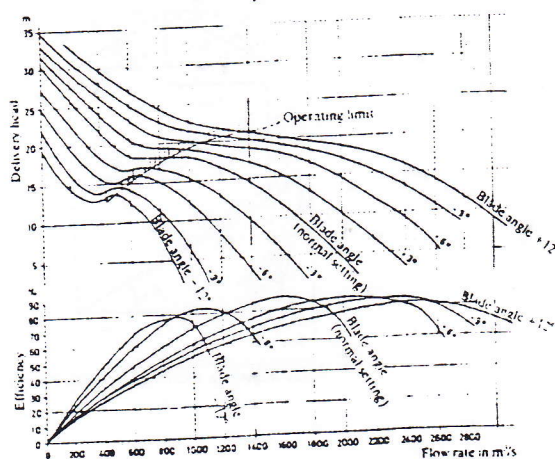
در شکل (۱۷) تغییرات NPSHR بر حسب تغییرات دبی برای دو روش کنترل ظرفیت در پمپهای گریز از مرکز (روش پیش چرخش مایع ورودی به پروانه و روش تغییر زاویه تیغه‌ها) نشان داده شده است.

در دبی‌های کم در پمپهای جریان مختلط و جریان محوری بعلاوه بالا رفتن بار وارده بر روی تیغه‌ها، منحنی مشخصه پمپ شکل ناپایداری را بخود می‌گیرد و به همین خاطر بکارگیری از این روش برای دبی‌های کم چندان مناسب نمی‌باشد. این روش برای پمپهایی که جهت جریان گردش (Circulating Pumps) بکار گرفته می‌شوند بلحاظ بودن سطح آب، دارای مزایای اقتصادی خوبی بوده و بطرز مطلوبی عملیات کنترل دبی رادر سیستم با جرایز درمی‌آورد.



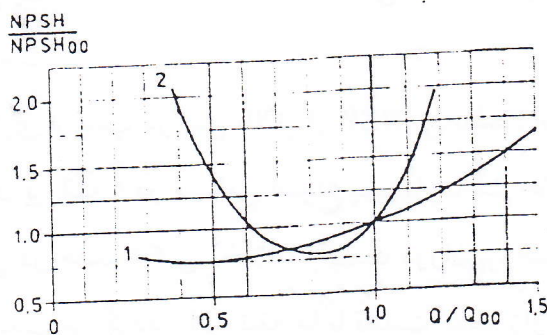
Seventeen-inch, two-stage pump with adjustable diffusion vanes; 17,000 gpm, 7.55 ft., 1000 rpm, $n_s = 15.0$. Storage pumping at Schwarzenbachwerke-Escher, Wyss). (Dimensions in millimeters.)

شکل (۱۵): نصب سیستم تغییر زاویه تیغه های پروانه برای کنترل ظرفیت



Characteristic of a mixed-flow pump with impeller blade adjustment.

شکل (۱۶): تغییرات منحنی مشخصه پمپ با تغییر زاویه تیغه های پروانه

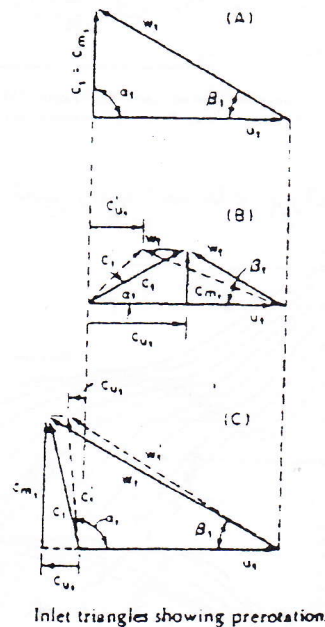


Dimensionless NPSH characteristic for (1) impeller blade adjustment and (2) prerotation control.

شکل (۱۷): تأثیر تغییر زاویه تیغه های پروانه و پیش چرخش مایع ورودی به پروانه بر روی NPSHR

۵-۷: کنترل ظرفیت بروش پیش چرخش Prerotation

در طراحی پمپها، در نقطه بهترین راندمان (BEP) مثلث توزیع سرعت در قسمت ورودی بصورت شکل (۱۹-۸) می باشد. ظرفیت پمپ در این شرایط با $C_1 = C_{m1}$ که عمود بر مؤلفه سرعت محیطی (u_1) می باشد، متناسب است. بردار سرعت نسبی W_1 موازی زاویه تیغه های ورودی (β_1) خواهد بود. در شرایط فوق ورود مایع بدرون پروانه بدون هیچگونه پیش چرخشی صورت گرفته و حالت فوق را ورود بدون شوک (Shockless) مایع بدرون پروانه می نامند.



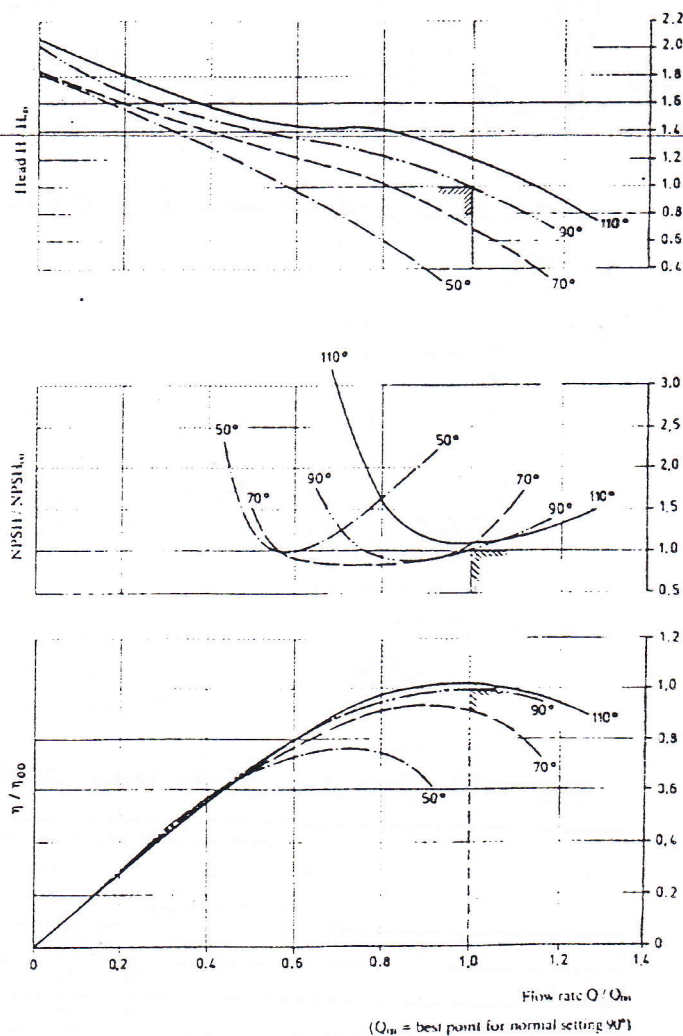
شکل (۱۸): مثلث توزیع سرعت بدرون پروانه در شرایط وجود پیش چرخش

حال اگر تیغه هایی در قسمت دهانه ورودی پروانه نصب شود که موجب تغییر شرایط ورود مایع بدرون پروانه گردد، مثلث سرعت کوچکتر از شرایط مشابه با شرایط طراحی (BEP) گردیده که با خطوط شکسته در شکل (۱۸-۸) نشان داده شده است.

شکل (۱۸-۸) مربوط به بهره برداری از پمپ در دبی بالاتر از BEP می باشد. استفاده از پیش چرخش مثبت (پیش چرخش در جهت دوران پروانه) در تمامی انواع پمپها باعث جابجائی نزولی منحنی H-Q می گردد. حال آنکه اگر این عمل در جهت عکس (خلاف جهت دوران پروانه) صورت پذیرد، موجب حرکت صعودی منحنی مشخصه پمپ می گردد. این تیغه ها با قابلیت تنظیم زاویه آنها قبل از دهانه ورودی پمپ نصب می گردند. چگونگی تأثیر گذاری آن بر عملکرد پمپ به سرعت مخصوص پمپ بستگی دارد. هرچند که در پمپ های جریان شعاعی این تأثیر چشمگیر می باشد، ولی شدت تأثیر آن بر عملکرد پمپ با افزایش سرعت مخصوص افزایش می یابد.

این روش تأثیر نامطلوب چندانی بر عملکرد پمپ نگذاشته و به همین خاطر راندمان پمپ تقریباً ثابت باقی می ماند که در شکل (۲۰) نشان داده شده است. این روش بویژه برای مواردی که تغییرات جزئی دبی با

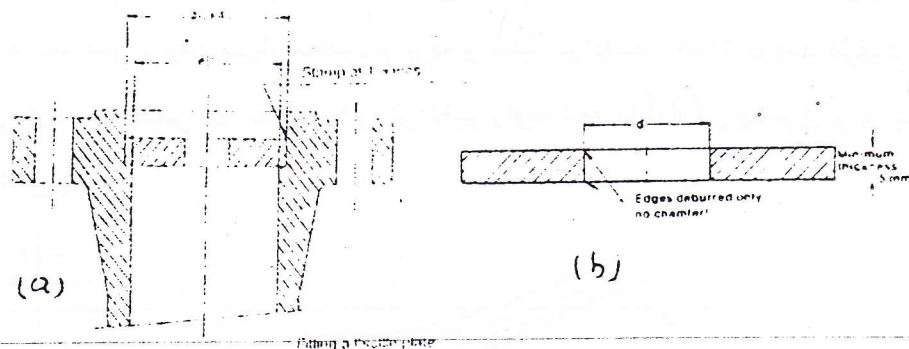
تغییرات شدید ارتفاع در سیستم توأم باشد، روش بسیار مناسبی است. دامنه بکارگیری از این روش در مقایسه با روش تغییر زاویه تیغه های پروانه بسیار محدودتر بوده و غالباً در دامنه ۵۰-۷۰ درصد ظرفیت پمپ در BEP قابلیت بکارگیری دارد. در ضمن در مقایسه با روش تغییر زاویه تیغه ها آمادگی بیشتری برای بروز کاویتاسیون در پمپ رادارا می باشد.



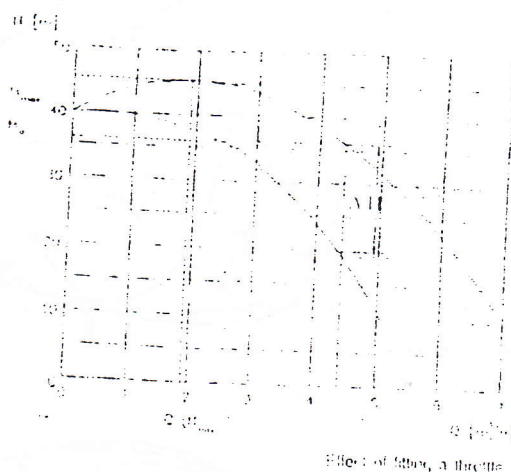
Characteristic of a mixed-flow water circulating pump with prerotation control.

شکل (۱۹): تأثیر پیش چرخش بر عملکرد پمپهای گریز از مرکز

۵-۸: ایجاد خفگی در قسمت دهش پمپ توسط صفحه سوراخدار (Throttle Plate)
 در این روش با نصب یک صفحه سوراخ دار در قسمت دهش پمپ، منحنی مشخصه پمپ تغییر داده شده و شکل تیز تری به خود می گیرد شکل (۲۰). این روش علاوه بر ایجاد خفگی در قسمت دهش و کاهش ظرفیت پمپ، موجب افزایش تیزی و پایدار شدن (Stability) منحنی مشخصه پمپ می گردد (شکل ۲۱).
 در این روش توان مصرفی تغییر نکرده ولی راندمان پمپ و متعاقب آن ظرفیت پمپ کاهش می یابد. اگر میزان ازدست رفت انرژی موردنظر در پمپ (ΔH) مشخص باشد، بکمک جدول (۱) می توان ضریب K را بدست آورد.



شکل (۲۰): نمونه ای از یک صفحه خفه کن در قسمت دمش پمپ



Effect of fitting thickness

شکل (۲۱): تأثیر صفحه خفه کن بر روی منحنی مشخصه پمپ

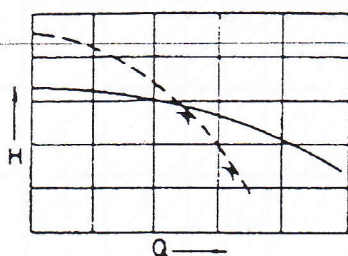
قطر اسف فلتج خروجی پمپ (میلیمتر)	قطر صفحه سوراخ دار (میلیمتر)	تقریب مقاومت K (10 ⁻³)	۱۲۰	۱۰۰	۸۰	۶۵	۵۰	۴۰	۳۲
۱۰۳۲۰	۶								
۳۵۰۰	۸								
۱۲۰۰	۱۰								
۵۵۰	۱۲.۵								
۲۲۰	۱۶								
۸۹	۲۰								
۳۶	۲۵								
۱۶	۳۱.۵								
۱/۲۲	۴۰								
۵/۲۵	۴۵								
۳/۱۱	۵۰								
۱/۰.۵	۵۶								
۳/۵۲	۶۳								
۳/۲۲	۷۱								
۰/۰۰۹	۸۰								
۰/۰۱۴	۹۰								

جدول (۱): مقدار K براساس قطر دهانه دمش پمپ و قطر سوراخ صفحه

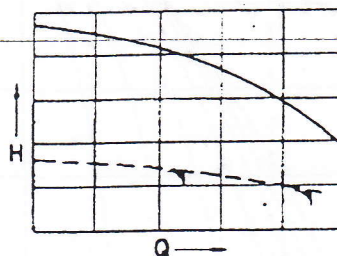
در انتخاب این قطعه دقت شود تا بتواند تنها بر روی از دست رفت انرژی و نهایتاً منحنی مشخصه پمپ تأثیر بگذارد. با توجه به شکل منحنی (سهمی بودن و رابطه ای که از آن در اختیار می باشد) با داشتن مختصات

حداقل دو نقطه می توان منحنی مشخصه پمپ را برای هر شکل و اندازه ای از صفحه خفه کن رسم نمود . بدیهی است که مختصات هر نقطه دیگری از عملکرد این پمپ باید بر روی این منحنی قرار گیرد . در ترسیم منحنی های مربوط به هر نوع صفحه در خروجی پمپ باید نکات زیر مورد توجه قرار گیرد:

الف: نقطه حد اکثر ارتفاع (Shut off Point) که در آن $Q=0$ می باشد هیچ گاه نمی تواند از نقطه مشابه مربوط به همان پمپ که صفحه روی آن نصب نشده است بیشتر باشد. (شکل a- ۲۲)



Characteristic curve that cannot be obtained



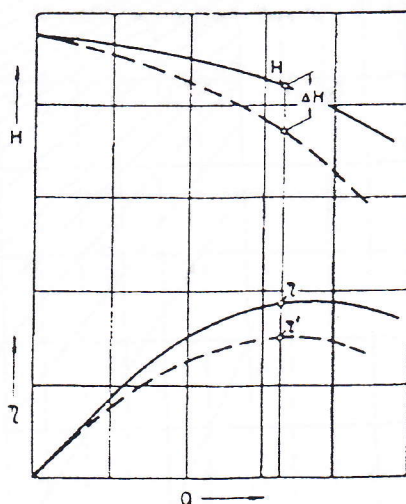
Characteristic curve that cannot be obtained

شکل (۲۲): شرایطی که در منحنی مشخصه پمپ بعد از نصب صفحه خفه کن نباید مشاهده شود .

ب: منحنی مشخصه پمپ بعد از نصب صفحه خفه کن نمی تواند در مقایسه با منحنی مشخصه پمپ در حالت عادی تخت تر باشد (شکل b- ۲۲)

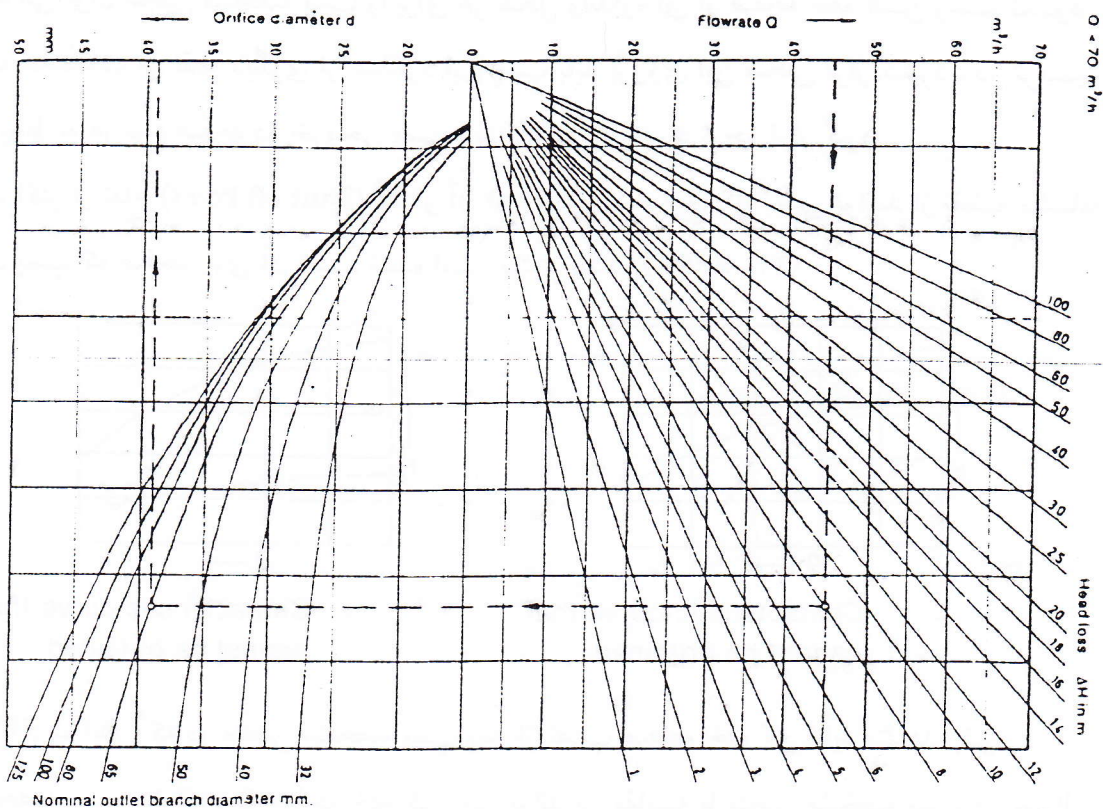
در تعیین قطر صفحه سوراخدار یکی از دو حالت زیر ممکن است مورد نظر باشد :

حالت اول : حداکثر ارتفاع قابل دسترس (ارتفاع در $Q=0$) تغییر نکند (شکل ۲۳) در این حالت قطر داخلی صفحه سوراخدار و از دست رفت در آن باید طوری انتخاب شود که با دقت لازم ارتفاع مورد نیاز در دو نقطه مختلف (در دبی صفر و دبی بهره برداری) از منحنی مشخصه سیستم در حد مورد نظر باشد . برای این منظوری توان از شکل (۲۴) استفاده کرد.

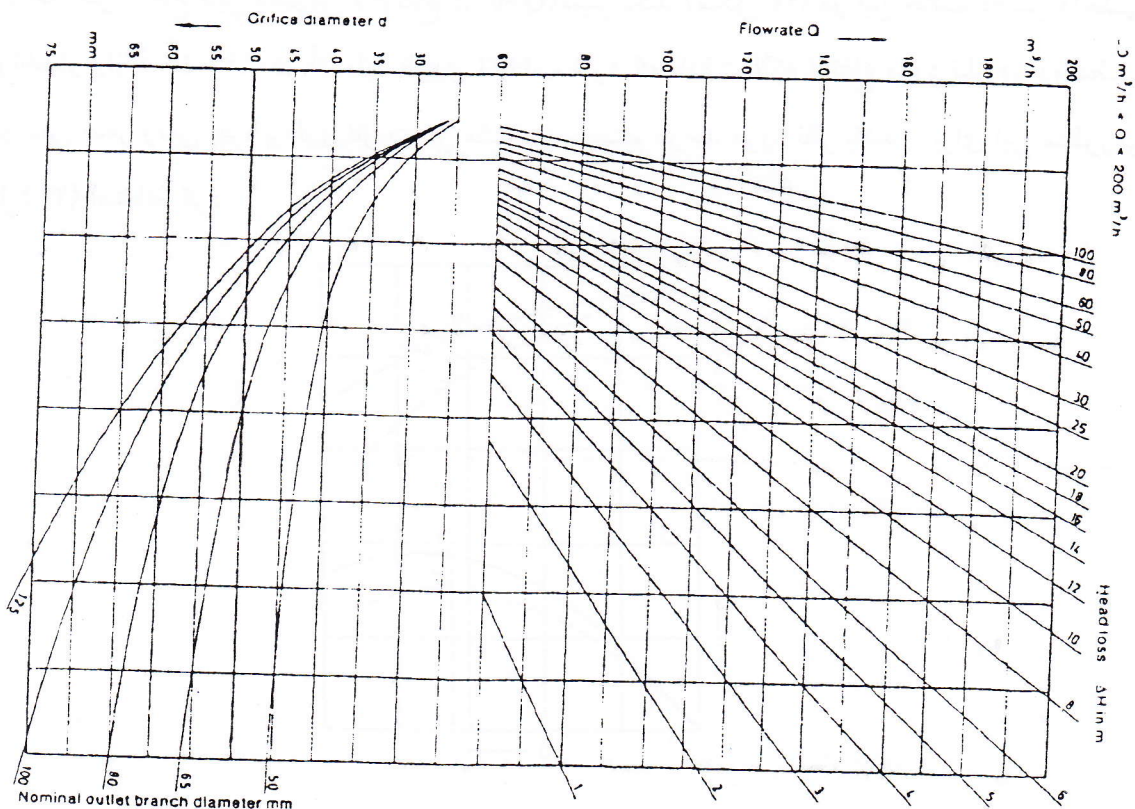


شکل (۲۳): تأثیر نصب صفحه سوراخ دار در قسمت دهش پمپ بر روی ارتفاع و راندمان پمپ

Table 1 Determining the dimensions of



orifice plates for throttling applications



شکل (۲۴): تعیین ابعاد صفحه سوراخ دار جهت ایجاد خفگی در قسمت دهش

حالت دوم: هدف تغییر منحنی مشخصه پمپ با شیب مورد نظر می باشد.

در این حالت با تعیین مختصات دو نقطه از منحنی مشخصه پمپ بعد از نصب صفحه سوراخ دار می توان به هدف مورد نظر دست یافت. (شکل ۲۶) در این مرحله باید نکات مندرج در بندهای الف و ب همین بخش مورد توجه قرار گیرد. برای محاسبه از دست رفت انرژی می توان از رابطه (۱۶) استفاده کرد.

$$\Delta H_0 = \frac{\Delta H_1 Q_2^2 - \Delta H_2 Q_1^2}{Q_2^2 - Q_1^2} \quad (16)$$

در این صورت سیستم ممکن است بایکی از موارد زیر مواجه گردد:

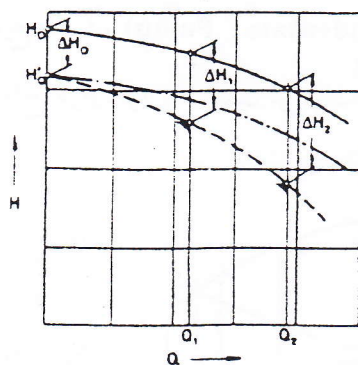
a: $\Delta H_0 < 0$ ، حالت فوق با توجه به بدالف توصیه مربوط به شکل (۲۲-a) امکان پذیر نمی باشد.

b: $\Delta H_0 = 0$ ، بدیهی است که در این صورت $H'_0 = H_0$ بوده و حالت اول شکل (۲۳) بوقوع می پیوندد.

c: $\Delta H_0 > 0$ در چنین حالتی ابتدا لازم است که قطر پروانه (در پمپ های چند طبقه ای پروانه ها) کاهش داده شود. برای کاهش قطر پروانه می توان از رابطه (۱۴) استفاده کرد. برای این منظور باید ابتدا ارتفاع مورد

نظر را در حالت شیر خروجی سیستم ($Q=0$) از رابطه (۱۷) بدست آورد:

$$H'_0 = H_0 - \Delta H_0 \quad (17)$$



شکل (۲۵): تغییر شیب منحنی همراه با کاهش حد اکثر ارتفاع قابل دسترس

سپس بکمک شکل (۲۴) قطر صفحه سوراخ دار را تعیین کرد. در پایان توصیه می شود که برای اطمینان خاطر از محاسبات انجام شده برای مشخص کردن مختصات دو نقطه مختلف از منحنی مشخصه پمپ، مجدداً مراحل فوق صورت پذیرد (مثلاً Q_2 و Q_1).

در بررسی منحنی $H-Q$ پمپ بعد از نصب صفحه خفه کن بوسیله یک (Oriffiee) باید دقت شود که فاصله اندازه گیری دبی تا محل نصب (Oriffiee) نباید از $6D$ (که در آن D قطر لوله دهش است) کمتر باشد. چرا که بعد از تبدیل انرژی پتانسیل به انرژی جنبشی در این فاصله است که می توان مطمئن بود انرژی جنبشی حاصل مجدداً به انرژی پتانسیل (ارتفاع) تبدیل گردیده است. از آنجایی که این روش با وجود ثابت ماندن تقریبی توان مصرفی، انرژی داده شده به مایع (ارتفاع) کاهش می یابد باید انتظار داشت که این روش با

کاهش راندمان پمپ توام می باشد میزان تغییرات راندمان را می توان بکمک رابطه (۱۸) و با شکل (۲۳) بدست آورد.

$$\eta = \eta(1 - \frac{\Delta H}{H}) \quad (18)$$

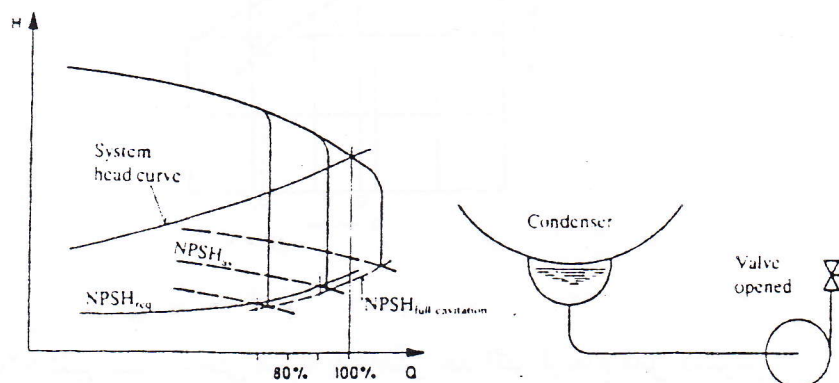
۵-۹: کنترل ظرفیت بروش ایجاد پیش چرخش توسط جریان برگشتی

این روش را می توان حالت اصلاح شده کنترل ظرفیت بروش جریان برگشتی (By Pass) دانست که همراه با روش پیش چرخش از نظر هیدرولیکی اصلاح گردیده است.

جریان برگشتی از قسمت دهش گرفته شده، ولی به مخزن برگشت داده نمی شود، بلکه بوسیله شیوری (Nozzle) مناسب که در قسمت مکش پمپ نصب گردیده، عمل پیش چرخش مثبت در قسمت بالا دستی (Up-Stream) پروانه ایجاد می شود. فرآیند کنترل از طریق موقعیت شیوری صورت نگرفته و بلکه توسط کنترل دبی جریان برگشتی انجام می شود. در این روش فقط شیر کنترل که در مسیر برگشت مایع نصب شده است، یک وسیله متحرک بوده که وظیفه کنترل ظرفیت پمپ را به عهده دارد.

۵-۱۰: کنترل ظرفیت از طریق ایجاد کاویتاسیون کنترل شده

این روش برای پمپهای انتقال بخار آب مایع شده (Condensate Pump) که در آن مخزن ذخیره مایع (کندانسور) در فشاری معادل فشار بخار مایع قرار دارد، مناسب می باشد. شکل (b-۲۶)



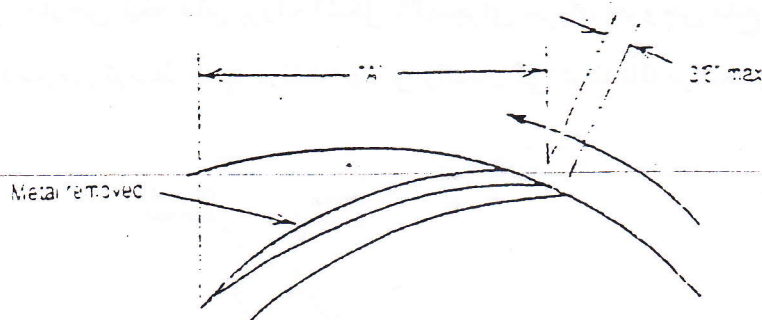
Cavitation control.

شکل (۲۶): کنترل ظرفیت بروش کنترل کاویتاسیون

در این روش حداکثر ارتفاع قابل دسترس توسط هر طبقه پمپ ممکن است به ۵۰ متر نیز نرسد. اگر دبی جریان مایع بدرون مخزن جمع آوری مایع کمتر از دبی پمپ باشد، بدیهی است که ارتفاع مایع درون مخزن جداکننده کاهش یافته و متعاقب آن NPSHA کاهش می یابد. با تداوم این فرآیند، ممکن است شرایطی بوجود آید که NPSHA از NPSHR کمتر شده و پمپ دچار کاویتاسیون گردد (شکل a-۲۶).

بابروزی پدیده کاویتاسیون در پمپ، بخشی از چشمه پروانه توسط بخار اشغال شده و ورود مایع بدرون آن با محدودیت مواجه گردیده و همین امر باعث کاهش دبی پمپ می شود. با کاهش دبی پمپ، شکل پیشرفت پدیده

کاویتاسیون بلحاظ افزایش ارتفاع مایع در مخزن جمع آوری مایع تغییر نموده و دبی مایع شروع به افزایش می کند. حداکثر دبی مایع، موقعی است که منحنی مشخصه سیستم، منحنی مشخصه پمپ را در شرایط عدم بروز پدیده کاویتاسیون قطع نماید.



قطر پروانه (اینچ)	طول مجاز تیغه برای بارگیری (A) (اینچ)
کمتر از ۱۰	۱/۵
۱۰-۱۵	۲/۵
۱۵-۲۰	۳/۵
۲۰-۳۰	۵
بزرگتر از ۳۰	۶

شکل (۲۷): میزان بارگیری از قسمت فوقانی تیغه ها

هر یک از نمودارهای ارائه شده در شکل (۲۶) مربوط به ارتفاع استاتیکی از مایع جمع شده در مخزن جمع آوری می باشد. مهمترین مزیت این روش، سادگی و خاصیت خود تنظیمی آن بوده ولی در کنار آن نمی توان از معایب این روش نظیر افزایش فرسایش قطعات (پروانه، پوسته و یاباطاقانها) در اثر بروز پدیده کاویتاسیون چشم پوشید.

۱۱-۵: تراش لبه تیغه پروانه (Vanes Sharpening)

هنگامی که پروانه ها در معرض تراشکاری قرار می گیرند قسمت لبه (Tip) تیغه ها پهن شده و همین امر می تواند بر روی توزیع مایع خروجی از پروانه به پوسته پمپ تأثیر نامطلوب بگذارد. با تیز کردن لبه تیغه های پروانه چه از قسمت فوقانی (Overfiling) و یا قسمت تحتانی (Underfiling) عوارض نامطلوب فوق کاهش یافته و با بهبود عملکرد پمپ منحنی مشخصه آن (H-Q) بسط بالا حرکت کرده و در کنار آن راندمان پمپ افزایش می یابد.

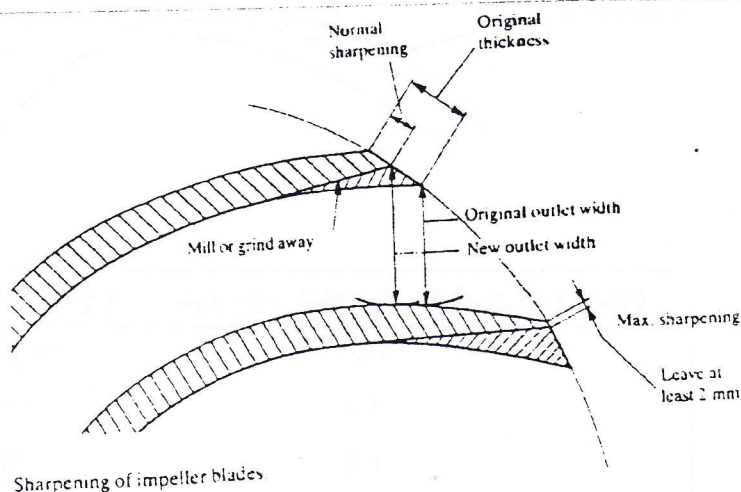
۱۱-۵-۱: تراش لبه فوقانی تیغه پروانه (Overfiling)

با تراش قسمت فوقانی (هل دهنده) پروانه توزیع مایع ارسالی بدرون پوسته پمپ بهبود می یابد (شکل ۲۷). این عمل دارای این ویژگی نیز می باشد که می تواند زاویه خروجی تیغه ها را بعد از تراش پروانه مجدداً به میزان

مورد نظر در طراحی آن برساند. حداکثر مقدار مجاز بارگیری از تیغه ها به قطر پروانه بستگی داشته که درپائین شکل (۲۷) نشان داده شده است.

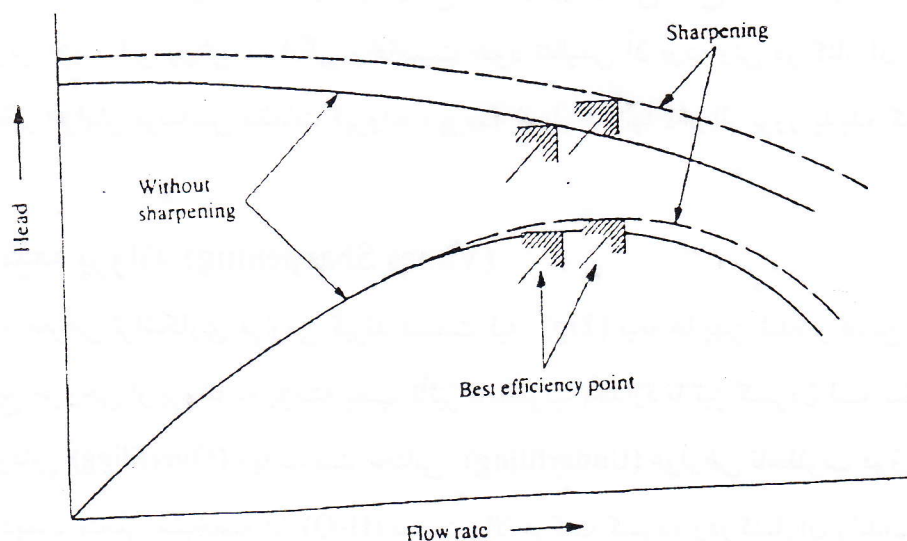
۵-۱۱-۲: تراش قسمت زیرین تیغه پروانه

با تیزکردن قسمت زیرین خارجی تیغه های پروانه (شکل ۲۹) مجرای جریان خروجی مایع از پروانه وسیعتر شده و باین عمل ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ در نقطه بهترین راندمان می تواند تا ۵ درصد افزایش یابد
شکل (۲۹)



شکل (۲۸): تراش لبه زیرین تیغه های پروانه جهت افزایش ارتفاع پمپ

بعد از تراش تیغه ها، دقت شود که باقیمانده ضخامت تیغه ها در قسمت لبه ای نباید از ۲ میلیمتر کمتر باشد. در پمپهای فشار قوی بلحاظ بالا بودن تنش های استاتیکی و دینامیکی این کار باید دقت کافی صورت پذیرد



Influence of sharpening of impeller blades on pump characteristic.

شکل (۲۹): تأثیر تیز کردن لبه های پروانه بر روی ارتفاع و راندمان پمپ

استفاده از روش فوق برای پمپ های جریان شعاعی و جریان مختلط مجاز باشد.

۶: کنترل ظرفیت بروش تغییر شرایط بهره برداری

۶-۱: سری و موازی بستن پمپها

یکی از روشهای متداول در سازگار نمودن ظرفیت مورد نیاز سیستم با توانایی پمپ ها ، سری یا موازی بستن آنها می باشد. اگر پمپها در نزدیکی یکدیگر نصب شده باشند (نظیر ایستگاههای انتقال آب و یا موتور خانه ها) سیستم بنحو مطلوبی کار خواهد کرد ، ولی در مواردی که پمپها از یکدیگر دور باشند (نظیر ایستگاههای تقویت فشار) مشکلاتی ممکن است در بهره برداری و یا خاموش کردن پمپها بوقوع پیوندد که لازم است تدابیر لازم برای جلوگیری از مسائل مربوط اتخاذ شود .

هر چند که می توان چند پمپ مختلف را بصورت سری و یا موازی نصب نمود ، ولی بنابه دلایل متعددی نظیر صرفه جوئی در قطعات یدکی ، بلااستفاده ماندن یک یا چند پمپ در یک دامنه معینی از ارتفاع مورد نیاز در سیستم و ... غالباً توصیه می شود که از بهم پیوستن پمپهای مختلف بصورت سری یا موازی خودداری شود .

بهم بستن پمپها بصورت سری و یا موازی در نهایت می تواند موجب افزایش دبی در سیستم گردد ، ولی غالباً در مواردی که افزایش ارتفاع مورد نظر باشد پمپها بصورت سری بسته شده ، حال آنکه بهم بستن پمپها بصورت موازی عموماً بخاطر افزایش دبی در سیستم صورت می پذیرد .

لازم به ذکر است هنگامی که دو یا چند پمپ بصورت سری و یا موازی بسته می شوند ، هریک از پمپها در راندمان مربوط به دبی بهره برداری از آن کار کرده و به هم بستن سری و یا موازی پمپها می تواند موجب تغییر راندمان پمپ در مقایسه با حالتی که به تنهایی در همان دبی کار می کند گردد .

۶-۱-۱: بهم پیوستن پمپها بصورت سری

در سیستم هایی که ارتفاع دینامیکی از ارتفاع استاتیکی بیشتر باشد ، برای افزایش دبی در سیستم ترجیحاً پمپها بصورت سری بسته می شوند . لازم به ذکر است که پمپهای چند طبقه (Multi Stage) حالت خاصی از بهم بستن پمپها بصورت سری می باشد. ولی این نوع پمپها عموماً برای مواردی که برای دبی معین به ارتفاع زیاد نیاز باشد (نظیر پمپهای تغذیه دیگهای بخار) مورد استفاده قرار می گیرند . هر چند که سایر روشهای افزایش ارتفاع (نظیر تغییر قطر پروانه ، تغییر سرعت دورانی و ...) نیز می توانند از نظر تئوریک جوابگوی نیاز سیستم باشند ، ولی از آنجائی که این روش ها با افزایش دبی پمپ همراه می باشند که مورد نظر نیست ، لذا بهترین روش برای افزایش فشار (ارتفاع) سری بستن آنهاست .

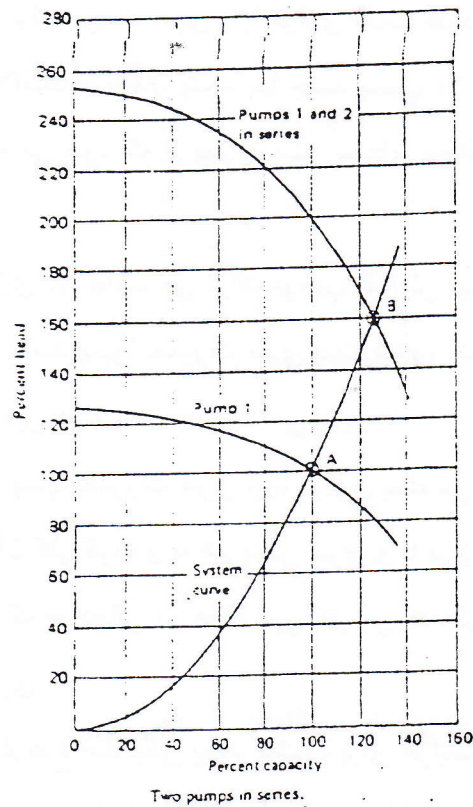
برای دست یابی به منحنی مشخصه معادل دو پمپ مشابه که بصورت سری بسته شده اند می توان با تعیین دبی های مختلف ، ارتفاع قابل دسترس توسط یک پمپ رادر هر یک از دبی های انتخاب شده از روی منحنی مشخصه پمپ تعیین و مقدار آن را دو برابر نمود و از این طریق منحنی مشخصه پمپ رارسم کرد (شکل ۳۰). بهم بستن پمپها بصورت سری باعث تیز شدن منحنی مشخصه پمپ معادل می گردد .

$$Q_t = Q_1 \quad (19)$$

$$H_t = \sum H_1 \quad (20)$$

که در آن :

$Q_t =$	دبی کلی سیستم	متر مکعب در ساعت
$Q_1 =$	دبی هر پمپ	متر مکعب در ساعت
$H_t =$	ارتفاع کلی سیستم	متر
$H_1 =$	ارتفاع هر پمپ	متر



شکل (۳۰) : منحنی مشخصه معادل دو پمپ مشابه که بصورت سری بسته شده اند.

هنگامی که دو پمپ بصورت سری بسته می شوند باید مسئله بالا رفتن فشار در محفظه آب بند کننده پمپ بعدی بدقت مورد توجه قرار گیرد. در صورت استفاده از آب بند کننده مکانیکی بهتر است که جهت افزایش کارایی آن از نوع متعادل شده (Balanced) استفاده شود. در یک جمع بندی کلی به هم پیوستن پمپها بصورت سری باعث افزایش هزینه های تعمیر و نگهداری سیستم آب بند کننده می گردد.

اساساً اگر ارتفاع استاتیکی بزرگتر از ارتفاع دینامیکی باشد. بهم بستن پمپها بصورت سری روش چندان مناسبی نمی باشد. چراکه باز کار افتادن یک پمپ، کارایی و دبی پمپ دوم بشدت کاهش یافته، بنحوی که می تواند شرایط غیر قابل قبولی را برای بهره برداری ایجاد نماید (شکل a-۳۳) و بهتر است که در اینگونه موارد پمپها بصورت موازی بسته شوند.

۲-۱-۶: بهم بستن پمپها بصورت موازی

در مواردی که میزان دبی مورد نیاز در سیستم دارای نوسانات شدیدی در طی ایام بهره برداری باشد (نظیر سیستم انتقال آب برای مصارف شهری) ترجیح داده می شود که بجای یک پمپ بزرگ، دو یا چند پمپ کوچکتر بصورت موازی بسته شده و تغییرات دبی مورد نیاز در سیستم با تغییر تعداد پمپهائی که در مدار می باشند تنظیم شود. این روش باعث می گردد تاهر یک از پمپهای کوچکتر در دبی نزدیک به BEP خود کار کنند. حال آنکه در صورت استفاده از یک پمپ بزرگ و تنظیم دبی آن توسط سایر روش های کنترل ظرفیت، علاوه بر افزایش از دست رفت انرژی در سیستم باعث کاهش عمر مفید پمپ و قطعات آن (نظیر یاطاقانها) می گردد.

فرض می شود که دو یا چند پمپ مشابه بصورت موازی نصب شده و در حال بهره برداری می باشند، در یک چنین حالتی می توان یک منحنی مشخصه معادل برای مجموعه پمپهای در حال بهره برداری رسم نموده و محل تقاطع منحنی مشخصه سیستم با منحنی مشخصه پمپ معادل با مجموعه پمپها، نقطه کار سیستم خواهد بود. برای رسم منحنی مشخصه پمپ لازم است که چند نقطه با ارتفاع های مختلف راروی محور ارتفاع (عرض ها) انتخاب نموده و با رسم خطوطی موازی با محور طولها (دبی)، محل تقاطع آن را با منحنی مشخصه یک پمپ بدست آورد. در این صورت:

$$H_1 = H_2 \quad (21)$$

$$\underline{Q}_t = \sum \underline{Q}_i \quad (22)$$

که در آن :

ارتفاع کل پمپ معادل H_t متر

ارتفاع یک پمپ = H_1 متر

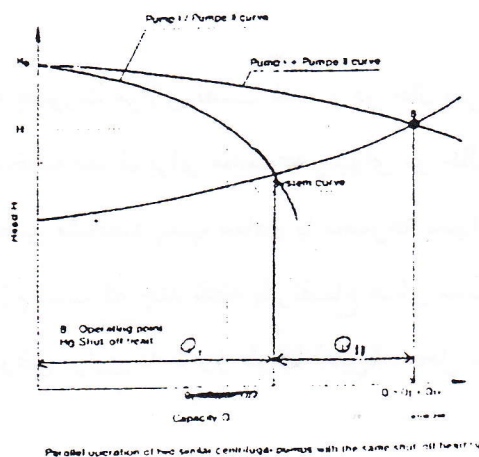
متر مکعب در ساعت Q_r = دبی پمپ معادل

$$\sum Q_i = \text{مجموع دبی هر یک از پمپ‌ها در ارتفاع } H_i$$

با رسم منحنی های مشخصه سیستم و پمپ معادل می توان نقطه کار مجموعه پمپهایی که بصورت موازی بسته شده اند را بدست آورد.

در شکل (۳۱) منحنی مشخصه معادل ۲ پمپ مشابه را که بصورت موازی بسته شده اند همراه با منحنی مشخصه سیستم و نقطه کار آن در یک صفحه محورهای مختصات نشان داده شده است. نکته بسیار مهمی که باید به آن توجه نمود، تأثیر پمپ دوم بر افزایش دبی سیستم انتقال مایع در حالت موازی بستن پمپها می باشد. هنگامی که پمپ شماره یک به تنهایی مورد بهره برداری قرار می گیرد دبی سیستم پمپاژ Q_1 بوده و با روشن کردن پمپ دوم، دبی سیستم به اندازه Q_{II} افزایش یافته و مقدار کل آنها Q خواهد شد. هر چند که در هنگام بهره برداری دبی هر یک از پمپها $\frac{Q}{2}$ می باشد، ولی همانطوری که از شکل فوق پیداست با وجود

آنکه پمپ دوم کاملاً مشابه پمپ اول می باشد ولی هنگامی که مورد بهره برداری قرار می گیرد افزایش دبی ناشی از بکارگیری آن (Q_{II}) به اندازه Q_I نبوده و بلکه کمتر از آن می باشد. این پدیده را شاید بتوان به شکلی مشابه "قانون نزولی بودن مطلوبیت" دانست که در بسیاری از علوم و به ویژه علم اقتصاد جایگاه ویژه ای دارد. علت این امر را باید در سهمی گونه بودن منحنی مشخصه سیستم دانست. هر قدر که این منحنی دارای شیب تندتری باشد، بهره برداری از پمپ دوم جهت افزایش دبی در سیستم دارای تأثیر کمتری خواهد بود (و بالعکس). همانطوری که از شکل فوق پیداست، موازی بستن پمپها باعث تخت تر شدن منحنی مشخصه پمپ معادل با آن می گردد.

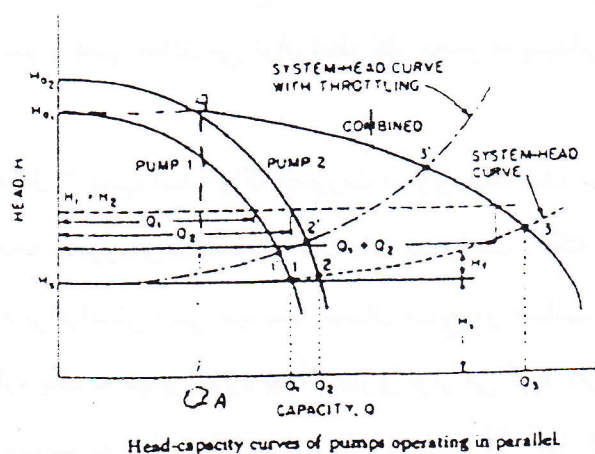


Parallel operation of two similar centrifugal pumps with the same shut off head

شکل (۳۱): منحنی مشخصه معادل دو پمپ مشابه که بصورت سری بسته شده اند

همراه با منحنی مشخصه سیستم

با توجه به تذکرات قبلی بهتر است که دویا چند پمپی که باهم بصورت موازی و یا سری بسته می شوند یکسان باشند، چرا که در غیر اینصورت تازمانی که ارتفاع قابل دسترس توسط پمپی که دارای ارتفاع بیشتری می باشد به حداکثر ارتفاع قابل دسترس توسط پمپ ضعیف تر نرسد، عملاً پمپ ضعیف تر هیچگونه نقشی در افزایش دبی سیستم انتقال مایع نداشته و تأثیر این امر را می توان در شکل (۳۲) مشاهده کرد.



شکل (۳۲): منحنی مشخصه معادل دو پمپ غیر یکسان که بطور موازی نصب شده اند.

اساساً هنگامی که پمپها بصورت موازی بسته می شوند نصب یک شیر قطع و وصل (Shut off Valve) و یک شیر یک طرفه در بین شیر قطع و وصل و پمپ در قسمت دهنش ضروری است.

این امر بویژه در هنگامی که دو پمپ غیر یکسان بصورت موازی نصب شده اند اهمیت بالائی دارد. چون اگر بعد از راه اندازی پمپ قوی تر ارتفاع مورد نیاز در سیستم H_{o1} باشد، اگر در قسمت دهنش پمپ ضعیف تر شیر یک طرفه نصب نشده باشد، موجب جریان برگشتی از پمپ قوی به سمت پمپ ضعیف تر خواهد شد که پدیده مطلوبی نمی باشد.

در چنین مواردی بهتر است که دو پمپ فقط برای مواردی که دبی مورد نیاز در سیستم بیشتر از Q_1 باشد (یا بعبارت صحیح تر ارتفاع نقطه کار کمتر از H_{o1} باشد) بصورت موازی بکار گرفته شوند و در غیر این صورت استفاده از یک پمپ که بر حسب شرایط منحنی مشخصه سیستم می تواند پمپ قوی تر و یا ضعیف تر باشد کافی است.

بر اساس نظرات آقای Karassik، اگر ارتفاع استاتیکی درصد بالائی از ارتفاع کل مورد نیاز در سیستم را تشکیل بدهد یک دامنه وسیعی از ظرفیت بهره برداری از دو پمپ موازی و یک پمپ به تنهایی در سیستم مورد بهره برداری قرار گرفته است وجود خواهد داشت.

علت این امر در تیزی اندک منحنی مشخصه سیستم می باشد که محل تقاطع آن با منحنی مشخصه یک پمپ و دو پمپ دارای اختلاف دبی زیاد خواهد بود. در بعضی از موارد جهت بالا بردن انعطاف پذیری سیستم انتقال مایع، دو پمپ راطوری نصب می کنند که بر حسب شرایط مورد نیاز بتوان بدخواه آنها را بصورت سری و یا موازی مورد بهره برداری قرار داد.

در یک جمع بندی کلی محاسن بهم بستن چند پمپ بصورت موازی را می توان بصورت زیر خلاصه نمود:

الف: بالا بودن قابلیت انعطاف پذیری سیستم در مقابل نوسان دبی مورد نیاز در سیستم انتقال مایع

ب: کاهش تأثیرات یک یا چند پمپ در اثر نواقص فنی بر عملکرد سیستم

ج: قابلیت بکارگیری از پمپهای با سرعت بالاتر و نهایتاً کاهش قیمت الکتروموتور مورد نیاز در سیستم

د: صرفه جوئی در تأمین قطعات یدکی بلحاظ مشابهت پمپها

ه: قابلیت بکارگیری از پمپها در شرایط نزدیک به BEP

۳-۱-۶: تحلیل کلی بهم پیوستن پمپها بصورت سری یا موازی

همانطوری که قبلاً گفته شد، عموماً برای افزایش دبی سیستم، پمپها را بصورت موازی و برای افزایش ارتفاع (فشار) مورد نیاز آنها را بصورت سری می بندند. هر چند که توصیه فوق جنبه کلی دارد. ولی بر حسب شرایط سیستم (شکل منحنی مشخصه سیستم و سهم ارتفاع دینامیکی و استاتیکی در ارتفاع کل مورد نیاز در سیستم) لازم است که تأثیر بهم پیوستن پمپها بصورت سری و یا موازی بطور دقیق تر مورد بررسی قرار گرفته و بر حسب نتایج حاصل از این بررسی تصمیم مناسب برای دست یابی به شرایط مورد نظر اتخاذ گردد.

همانطوری که در شکل (۳۳) مشاهده می شود ، شرایط مختلف بهم پیوستن پمپها بصورت سری و یا موازی بر حسب شکل منحنی مشخصه سیستم ارائه شده است ، دو شکل فوقانی (۳۳-b و a) مربوط به مواردی است که بخش اعظم ارتفاع مورد نیاز در سیستم مربوط به ارتفاع استاتیکی می باشد (نظیر پمپهای تغذیه دیگ بخار ، ارسال مایع به منابع هوایی و ...). مهمترین ویژگی این سیستم، کم بودن شیب منحنی مشخصه سیستم می باشد . در حالت سری بستن پمپها ، وقتی که یک پمپ در مدار قرار می گیرد تنها ۴۰ درصد دبی مورد نیاز در سیستم تأمین می گردد و با راه اندازی پمپ دوم ، دبی سیستم ۶۰ درصد افزایش می یابد .

از سوی دیگر در حالتی که یک پمپ به تنهایی کار می کند ، راندمان آن چندان مطلوب نبوده ، حال آنکه باراه اندازی پمپ دوم راندمان پمپها بمقدار زیادی افزایش یافته و موجب بهبود شرایط بهره برداری از پمپها در سیستم می گردد .

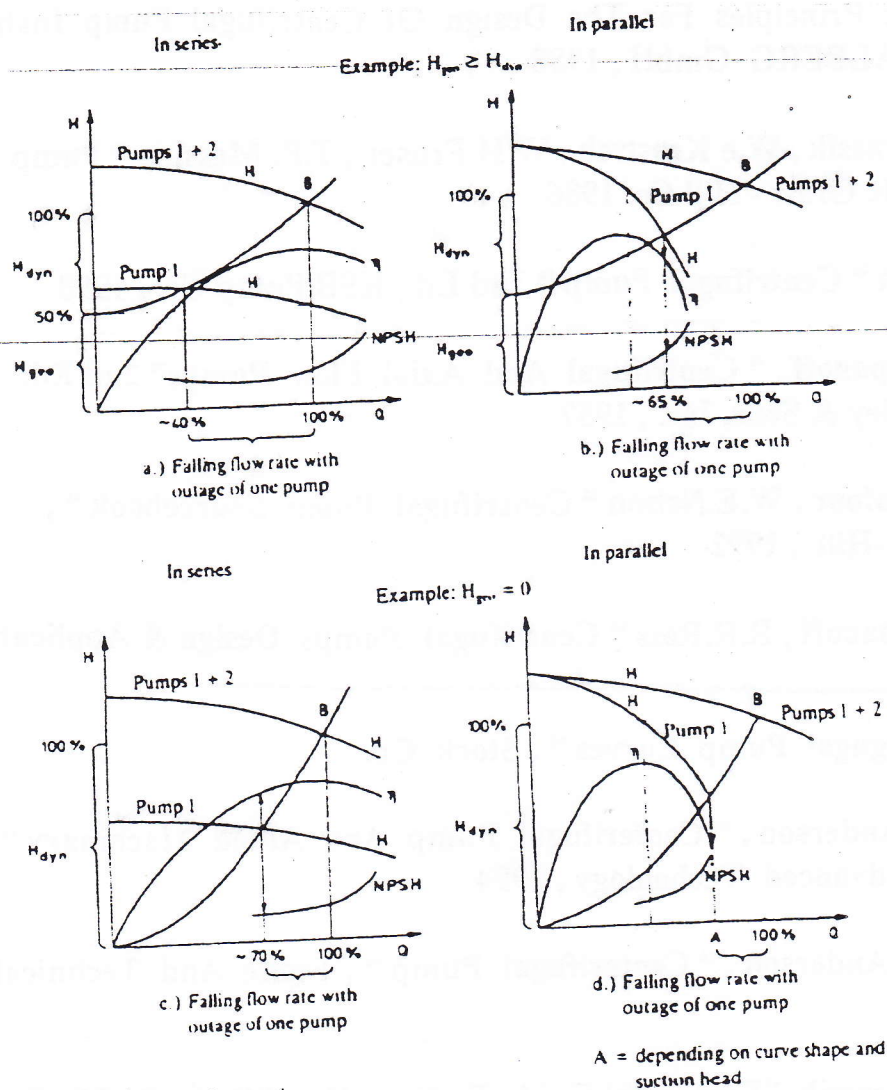
اگر دو پمپ بصورت موازی بسته شده و فقط یک پمپ در مدار مصرف قرار داده شده باشد پمپ اول ۶۵ درصد دبی مورد نیاز در سیستم را تأمین نموده و با راه اندازی پمپ دوم دبی سیستم به میزان ۳۵ درصد افزایش می یابد. راندمان پمپها در این حالت نیز مشابه حالت قبلی بهبود یافته ولی شدت تأثیر آن در حد حالت قبلی نمی باشد . در یک جمع بندی کلی می توان نتیجه گرفت در سیستمهایی که درصد بیشتری از ارتفاع مورد نیاز ارتفاع استاتیکی می باشد بهم بستن پمپها بصورت سری دارای نتایج مطلوبتری در مقایسه با حالت موازی بستن آن خواهد بود.

در بعضی از سیستمها ، ممکن است که ارتفاع استاتیکی صفر بوده (مثلاً سیستمهای سیرکولاسیون در یک مدار بسته نظیر سیستم تهویه مطبوع) و یا مقدار آن ناچیز باشد (نظیر جریان مایع در یک شبکه توزیع آب شهری و ...). نمونه هایی از سیستمهای فوق در حالتی بهم پیوستن پمپها بصورت سری و یا موازی در شکلهای (۳۳ e و d) نشان داده شده است .

هنگامی که دو پمپ بصورت سری بسته شده باشند پمپ اول حدود ۷۰ درصد دبی مورد نیاز در سیستم را تأمین نموده و پمپ دوم تنها ۳۰ درصد دبی سیستم را افزایش می دهد. در حالی که اگر پمپها بصورت موازی بسته شوند پمپ اول A درصد (مقدار A به شکل منحنی مشخصه پمپ بستگی داشته) و بقیه دبی مورد نیاز در سیستم که مقدار آن از A کمتر می باشد تأمین می شود . برای چنین سیستم هائی اساساً "بهم بستن پمپها بصورت موازی در مقایسه با حالت سری دارای مزیت و برتری می باشد .

۲-۶: خاموش و یا روشن کردن پمپها

یکی از روشهای ساده کنترل ظرفیت پمپها که بسیار متداول نیز است ، خاموش و روشن کردن پمپ بر حسب نیازهای سیستم می باشد . بعنوان مثال در سیستم هایی نظیر پرکردن منابع هوایی ، پمپ تغذیه دیگ بخار ، خالی کردن چاله های فاضلاب صنعتی و ... عموماً از این روش استفاده می شود . در این روش بکمک یک کلید کنترل سطح مایع (Level Switch) فرمان لازم برای روشن و یا خاموش کردن پمپ صادر می شود.



شکل (۳۳): مقایسه بهم بستن پمپها بصورت سری و یا موازی در سیستمهای مختلف پمپاژ از مهمترین ویژگیهای این روش صرفه جویی در مصرف انرژی و کاهش زمان بهره برداری از پمپ می باشد. البته در کنار ویژگیهای فوق نباید از معایب این روش که عمده ترین آن افزایش تعدد دفعات خاموش و روشن شدن پمپ و تأثیر نامطلوب آن بر الکتروموتور و کویلینگ می باشد بی تفاوت گذشت. با افزایش قدرت الکتروموتور، بعلت بالا رفتن گشتاور راه اندازی، عوارض عوامل نامطلوب فوق بر عمر مفید الکتروموتور کویلینگ تشدید می گردد. به همین خاطر در انتخاب الکتروموتور باید دقت لازم را بکار برده و الکتروموتور مناسب (از نظر اندیس S که بیانگر مناسب بودن طراحی الکتروموتور با دوره های تناوبی بهره برداری از آن می باشد) را انتخاب نمود.

در یک جمع بندی کلی، استفاده از روش خاموش - روشن کردن تنها برای مواردی که الکتروموتور کوچک می باشد و یادوره های زمانی توقف الکتروموتور با توجه به مشخصه های رفتاری آن در حد کافی باشد، توصیه می شود.