

طراحی مکانیکی، تحلیل و تست پمپ گریز از مرکز

مرجع کاربردی پمپ و پمپاژ



www.mashhadpump.com

www.mptools.ir

<http://mashhadpump.blogfa.com>

Email : pump.mp@gmail.com

طراحی مکانیکی، تحلیل و تست پمپ گریز از مرکز

معیارهای طراحی

طراحی سیستم پمپ گریز از مرکز هدف دارد ملاحظات زیر را متعادل سازد :

- هزینه سرمایه گذاری (ابتدایی)
- عملکرد
- پایداری
- هزینه های عملیاتی (چرخه دوام)

برای بسیاری از سازمان ها فقط دو آیتم اول، همراه با هزینه ابتدایی با اهمیت اصلی، در تصمیم گیری خرید در نظر گرفته می شوند. تمرکز بر هزینه های ابتدایی و عملکرد اغلب منجر به هزینه های چرخه دوام بالا و کاهش پایداری می شود.

هزینه ابتدایی سیستم اغلب می تواند در مقایسه با هزینه های عملیاتی تجهیزات در طول زمان نسبتاً پایین باشد. فاکتورهایی مثل هزینه برق، هزینه های تعمیراتی، و تولید از دست رفته کمتر در فرآیندهای خرید در نظر گرفته می شوند. منطقی سازی، تصمیم گیری خرید با اطلاع در طول انتهای پیشروی فرآیند خرید می تواند اغلب عملکرد را ارتقا داده، پایداری را افزایش دهد، هزینه های چرخه دوام را کاهش دهد و اغلب هزینه های خرید ابتدایی را کاهش دهد. بخش اول این خودآموز برخی از گزینه های طراحی که در دسترس می باشند و طرفداران و مخالفین استفاده آن ها را شرح می دهد.

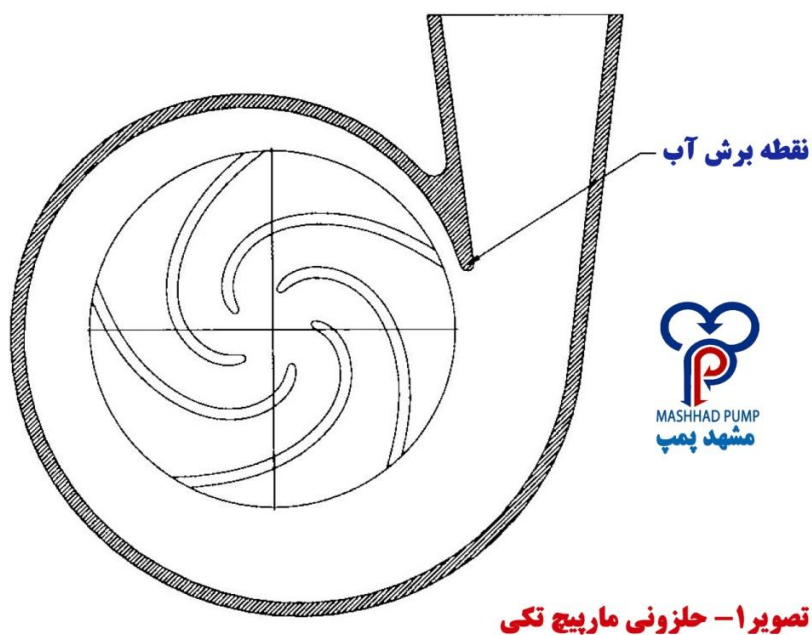
اجزای اصلی طراحی پمپ

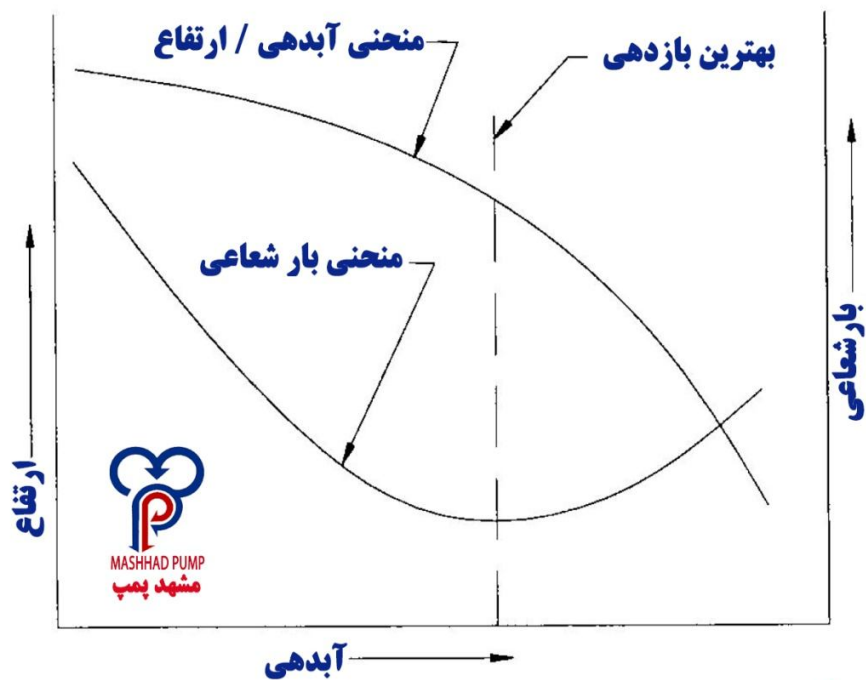
سیستم پمپ گریز از مرکز ابتدایی شامل اجزای زیر است: لوله گذاری، پمپ، سیستم عایق کاری، کمکی های عایق، و گردنده.

حلزونی ها

تکی

مارپیچ های منفرد رایج ترین نوع دستگاه انتشار در پمپ های گریز از مرکز هستند (تصویر ۱). رواج آن ها براساس راحتی تولید و عملکرد بالاتر در سرعت های ویژه بالای ۶۰۰ (US) است. آن ها محدوده قابل استفاده بزرگ تری نسبت به سایر طراحیهای دستگاه انتشاری که ارائه شده است، دارند که آن ها را انتخاب سرویس دهی عمومی خوبی می کند. نکته منفی اصلی آن ها این است که منجر به حلزونی های با قطر بزرگ تر می شود و این حقیقت که آن ها بار شعاعی بیشتری را در حالت حرکت پمپ به خارج از نقطه بهترین بازدهی (BEP) پمپ اعمال می کنند (تصویر ۲). بار شعاعی اعمال شده بر پروانه در پایین ترین نقطه، از نظر تئوری در BEP پمپ، است. در هر جانب آن، بار شعاعی، هم بار ثابت و نیز بار لرزشی، افزایش می یابد. بار معمولاً در شرایط خاموشی پمپ بالاترین است. این بارها به دلیل توزیع فشار نابرابر حول محیط پروانه در شرایط خارج از BEP ایجاد می شوند.

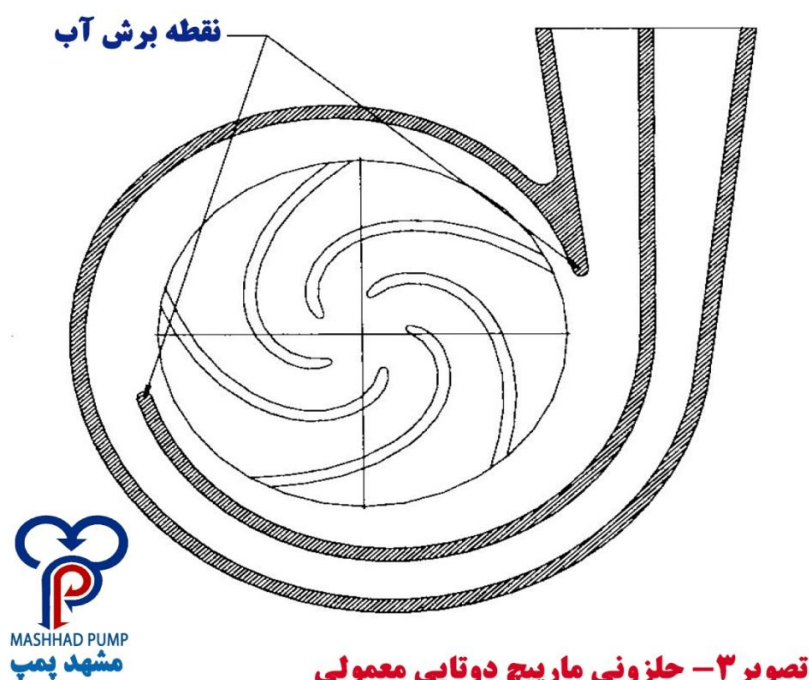




تصویر ۲- منحنی بار شعاعی مارپیچ تکی

دوتایی

حلزونی های دوتایی یا “دوقلو” مشکل بار شعاعی را با تقسیم کانال مارپیچ به دو مقطع حل می کنند (تصویر ۳). این امر بار شعاعی کمتری را نسبت به آنچه با مارپیچ های تکی ممکن است فراهم می کند و روش رایج تولید در پمپ های بزرگ تر مثل طراحی های قاب شکافته افقی است. بار شعاعی را می توان تا حد زیادی با این نوع مارپیچ، با کاهش در بار شعاعی ۷۵ درصدی رایج، کاهش داد. مضرت این نوع مارپیچ بازدهی اندکی کمتر در BEP پمپ و هزینه های تولید بالاتر است. هزینه های تولید افزایش یافته نتیجه هسته قاب اضافی مورد نیاز برای شکل دادن کانال مارپیچ دوم و مشکل در تعلیق مناسب هسته ها است. این مارپیچ ها مشکلاتی در تمیزکاری مواد هسته از طریق مسیر مارپیچ وقتی در پمپ های کوچک تر به کار برده می شوند را ایجاد می کنند.



تصویر ۳- حلزونی مارپیچ دوتایی معمولی

چندتایی (مضاعف)

مارپیچ های چندتایی به سادگی نوع بسط یافته مفهوم مارپیچ دوتایی هستند. اگر دوتا خوب باشد، بیشتر آن از آن بهتر عمل می کند. آن ها رواج کمتری دارند اکثراً برای کاهش بیشتر بارهای شعاعی در حلزونی پمپ و به دلایل تقویت و تولید به کار رفته اند. در گذشته برخی پمپ های سردکننده هسته ای طراحی های مارپیچ چهارتایی را برای کاهش میزان مواد به کار برده شده و بنابراین کاهش هزینه کلی اجزا مورد استفاده قرار دادند. این کار به عنوان تدبیر صرفه جویی در هزینه انجام شد و در واقع هیچ سودمندی مکانیکی یا هیدرولیکی را ارائه نداد. بیشتر تحقیق ها در زمینه این موضوع نشان می دهد که معمولاً هیچ مزیت مکانیکی در استفاده از طراحی مارپیچ بیشتر نسبت به دوتایی وجود ندارد.

هم مرکز

مارپیچ های هم مرکز در طراحی های پمپ کم هزینه تر بسیار رایج هستند. همان طور که می توانید در شکل ببینید (تصویر ۴)، حلزونی دایره ای است و فاصله تعیین شده ای از OD پروانه را نگه می دارد. به دلیل این هندسه ساده، آن ها برخی مسائل ماشین کاری و ریخته گری که در تولید مارپیچ های واقعی رایج هستند را حذف می کنند. این امر به علاوه آن ها را در طراحی های ضدزنگ ارزان و پمپ های ماشین کاری شده از طریق شمش فولادی بسیار محبوب می کند.

سودمندی مثبت برای این نوع پمپ این است که بالاترین بار شعاعی در شرایط شک محوری ایجاد می شود و آن ها در حالی که جریان کاهش می یابد کاهش می یابند (تصویر ۵) که می تواند به صورت ویژه ای در سرویس آب زائد مفید باشد.

منتشرکننده ها (دیفیوزرها)

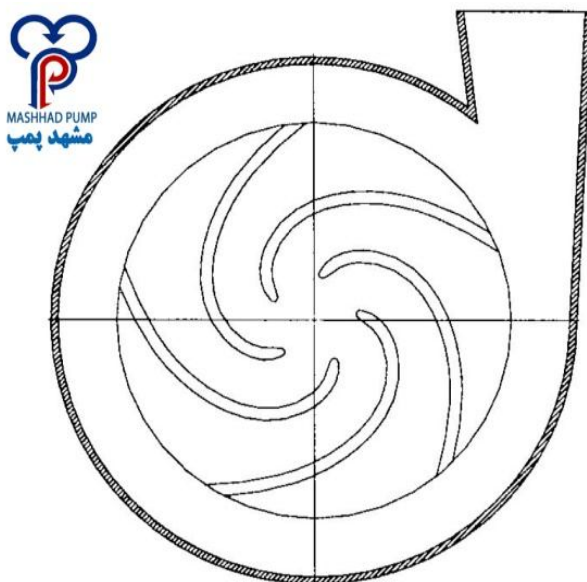
منتشرکننده های پره دار (دیفیوزرها)

منتشرکننده های پره دار در پمپ ها و کمپرسورهای مهندسی شده با انرژی بالا بسیار رایج هستند (تصویر ۶). آن ها شامل یک سری مسیرهای انتشار در خروجی پروانه هستند. هر یک از این مسیرهای عبور به صورت یک مارپیچ کوچک عمل می کند که به تدریج جریان را منتشر می کند. در کل بازدهی منتشرکننده پره دار در مجاور نقطه بهترین بازدهی بهتر از طراحی های مارپیچ دیگر است. به دلیل جداسازی جریان به چندین مسیر انتشار قرار گرفته به صورت متقارن در اطراف پروانه، بار شعاعی حالت ثابت در طراحی های منتشرکننده تقریباً وجود ندارد. نکته منفی این نوع طراحی است که محدوده عملیاتی منتشرکننده پره دار معمولاً بسیار کوچک تر از سایر انواع دستگاه های انتشار است. این مورد پیروی این حقیقت است که زاویه انتشار بین پره منتشرکننده باید نسبتاً کوچک باشد. این فقط وقتی روی می دهد که سرعت جریان ورودی نزدیک سرعت جریان طراحی برای منتشرکننده باشد. در حالی که سرعت جریان از جریان طراحی دور می شود، زاویه انتشار افزایش می یابد که موجب جداسازی و تقلیل بازدهی منتشرکننده می شود. نکته منفی دیگر هزینه تولید منتشرکننده های کیفی است. این معمولاً جزء دیگری را به پمپ اضافه می کند و بنابراین هزینه را افزایش می دهد.

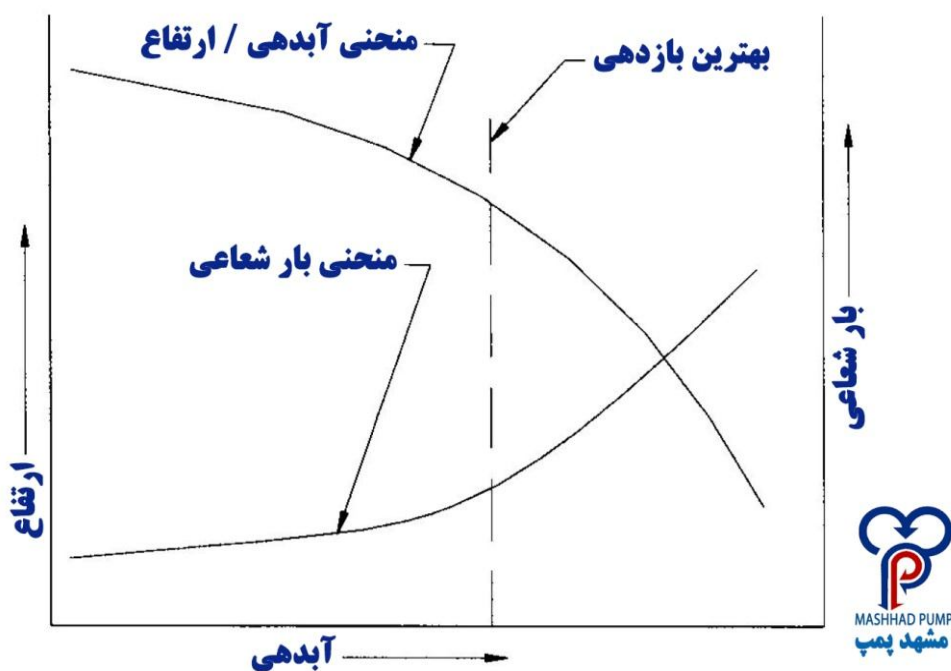
بدون پره

منتشرکننده های بدون پره در طراحی های کمپرسور شعاعی بسیار رایج هستند و در طراحی های پمپ پیشرفته تر یافت می شوند. منتشرکننده بدون پره شامل فضای بدون پره در تخلیه پروانه است. فضای بدون پره به سیال اجازه می دهد در حال که به صورت شعاعی به سمت بیرون حرکت می کند منتشر شود (از سرعت آن کاسته شود). همان طور که می توانید در تصویر ۷ ببینید، چندین پیکربندی منتشرکننده بدون پره وجود دارد. نبود پره باعث بار شعاعی بسیار اندک در این طراحی می شود. بازدهیهای منتشرکننده بدون پره در صورتی می تواند بسیار خوب باشد که فضای شعاعی به گونه ای

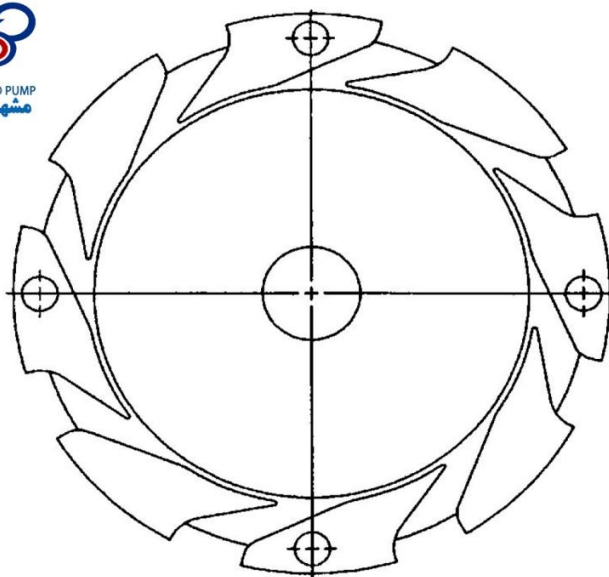
فراهم شود که به تدریج جریان را منتشر کند. نکته منفی این نوع طراحی این است که معمولا اندازه کلی دستگاه را افزایش می دهد زیرا منتشرکننده های بدون پره معمولا نیازمند حلزونی با قطر بزرگ تر هستند، به استثنای منتشرکننده متقاطع پیوسته که این طول انتشار اضافی را به صورت مماسی و محوری فراهم می کنند.



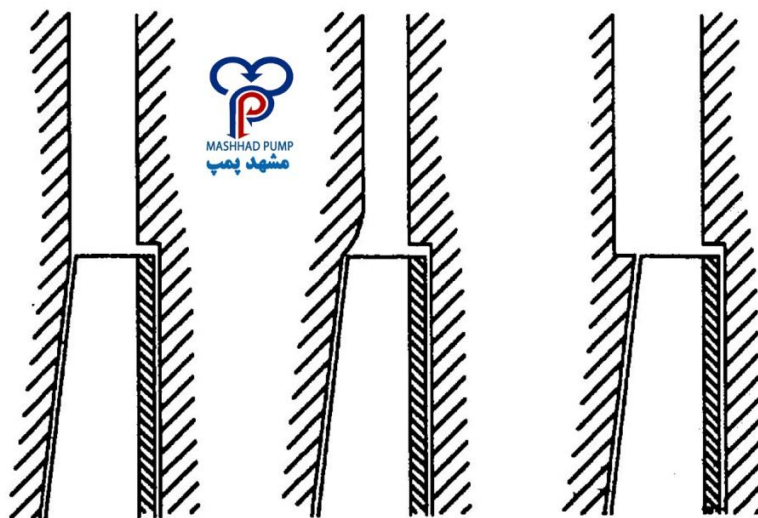
تصویر ۴- حلزونی مارپیچ دایره ای



تصویر ۵- منحنی بار شعاعی مارپیچ دایره ای



تصویر ۶- منتشر کننده های پره دار (دیفوزرها) یکپارچه و کانال برگشت



تصویر ۷- انواع منتشر کننده بدون پره

پروانه ها

پروانه های باز

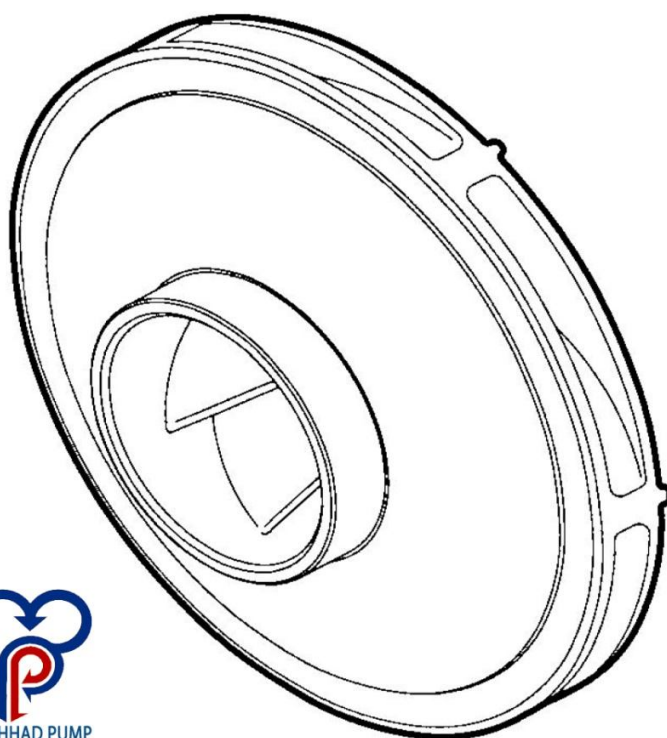
پروانه های باز برای استفاده در پمپ سیالات دارای ذرات ساخته شده اند. پروانه ها در جلو یا پشت فاقد شانه هستند که به آن ها اجازه می دهد ذراتی که ممکن است سایر پروانه را مسدود کنند در طول دیواره های ثابت قاب جلویی و پوشش پشتی بسایند. در حالی که پروانه ها گردش می کنند، ذرات در طول دیواره های ثابت کشیده می شوند که باعث سایش آن ها شده تا بتواند از میان پروانه عبور کنند.

سودمندی اضافه شده به پروانه های باز نبود ناحیه سطحی روی شانه های پروانه است تا اجازه شکل گیری بار محوری را بدهد. این تا حد زیادی بار محوری روی پمپ را کاهش داده و عمر بلبرینگ را افزایش می دهد.

برخی از نکات منفی در این سبک پروانه نواحی نشت اضافه شده در پره های پروانه جلویی و پشتی است. این پروانه ها باعث می شوند بازدهی پروانه ها کمتر از پروانه های با سرعت ویژه مشابه اما سبک های متفاوت باشد. مضرت دیگر ضخامت پره ها است. پره ها معمولاً باید به دلیل نبود شانه ضخیم تر باشند تا به پشتیبانی آن ها کمک شود. به دلیل پره های ضخیم تر، پروانه باید لزوماً پره های کمتری داشته و بنابراین کنترل کمتری روی سیال داشته باشد.

پروانه های بسته

پروانه های بسته (تصویر ۸) در هر دو جانب پروانه شانه هایی دارند که نشت کمتر و کنترل بیشتر جریان سیال را به همراه دارد. این پروانه ها می توانند به انسداد از طریق ذرات در مایع پمپ شده حساس باشند. معمولاً بازدهی پروانه اندکی بهتر از پروانه های باز و نیمه باز است زیرا سرعت نشت کمتری حول پره های پروانه وجود دارد. همچنین معمولاً تصور می شود آن ها کنترل مسیر بهتری داشته باشند زیرا شانه های اضافه شده با پره ها می چرخند و از کشش اضافی در سیال که توسط دیواره های ثابت اعمال می شود، جلوگیری می کنند. در حالی که پشتیبانی فراهم شده توسط دو شانه در این سبک پروانه به صورت مکانیکی اجازه وجود پروانه های باریک تر را می دهد، تعداد پره ها و ضخامت به نوعی در پروانه های ریخته گری در اثر نیاز به مقاطع دیواره با ضخامت پیوسته و نیاز به داشتن توانایی حذف هسته های پروانه، محدود می شود.



تصویر ۸- پروانه بسته

پروانه های نیمه باز

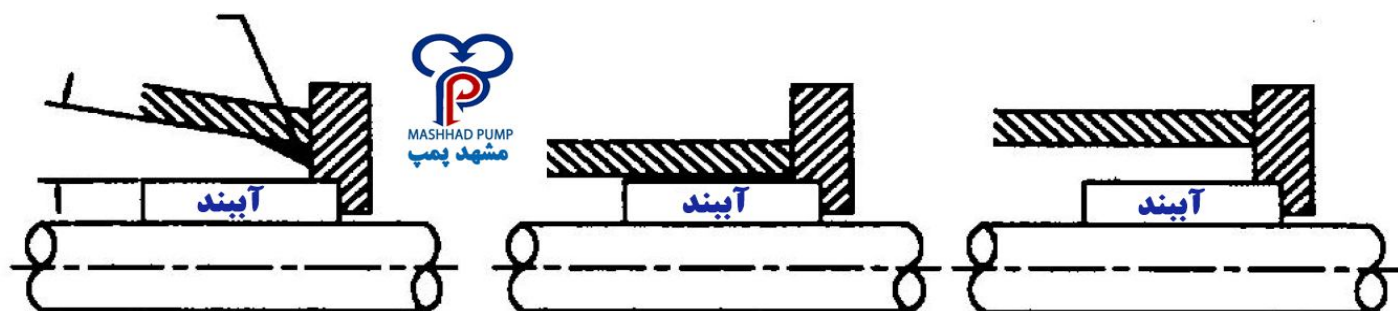
طراحی های نیمه باز استاندارد

این طراحی، و انواع آن شاید رایج ترین نوع پروانه پمپ در دنیا باشند (تصویر ۹). همان طور که از نامش برمی آید این پروانه هیبریدی از طراحی های باز و بسته است. طراحی یک شانه معمولاً قرار گرفته در عقب پره های پروانه دارد. این شانه پشتیبانی را برای پره های پروانه تامین کرده و نیز از نشت اطراف یک جانب پره جلوگیری می کند. آن ها سودمندی های بسیاری مثل مسیر پروانه تمیزکننده خودکار، کنترل عالی سیال در مسیرهای پره و توانایی استفاده از پره های نسبتاً باریک را دارا می باشند. غیاب یکی از شانه ها اغلب اجازه استفاده از پروفایل های پره پیشرفته تر شامل اضافه کردن پروانه های شکافنده ای که برای استفاده در طراحی های پروانه بسته مشکل می باشند را می دهد.



تصویر ۹- پروانه نیمه باز

اتاقک های عایق



تصویر ۱۰- طراحی های اتاقک عایق رایج

منفذهای باریک شونده

هموار

اتاقک های عایق منفذ باریک در بیشتر انواع پمپ ها بسیار رایج بوده اند. منافذ باریک شونده مزیت پاکسازی خودکار را دارا می باشند. گازهایی که در اتاقک عایق ایجاد می شوند می توانند با مایع پمپ شده فرار کرده و با تخلیه پمپ پاکسازی شوند. نکته منفی اساسی آن ها حساسیت افزایش یافته به فرسایش است که در اثر سرعت های پیرامونی بالا به دلیل دهانه بزرگ تر اتاقک پمپ در معرض پروانه دورانی ایجاد می شود. این اثر وقتی بدتر می شود که پره های پمپ به بیرون عقبی در شانه پشتی پروانه وجود داشته باشد. در سیالات دارای ذرات جامد در مایع پمپ شونده، صدمه فرسایش به آب بند عایق می تواند در دوره کوتاه بسیار گسترده باشد.

با اصلاح کننده جریان

برای تفکیک الگوهای جریان پیرامونی صدمه زننده، اصلاح کننده های جریان (سرعت گیرها) به اتاقک عایق اضافه می شوند. این موارد معمولاً در اتاقک عایق قالب گذاری شده و شامل میله های کوچک بیرون زده به داخل اتاقک عایق از طریق دیواره ها است. در حالی که جریان از روی دیواره ها عبور می کند، میله ها جریان را به سمت خط مرکز محور و بیرون از اتاقک عایق مسيردهی می کنند. این کار گردش در اتاقک عایق را ارتقا داده و ذرات را از اتاقک عایق به بیرون می برد.

سیلندری (استوانه ای) کوچک

اتاقک های عایق منفذی استوانه ای کوچک در واقع اتاقک های مناسبی هستند که از آب بند پوششی رشد یافته اند. این اتاقک ها به سادگی آب بند پوششی دارای منفذ میانی هستند که به سیال اجازه می دهد آزادانه در اتاقک محور جریان یابد. این نوع اتاقک بسیار رایج است اما می تواند مشکلات متنوعی در عملیات ایجاد نماید. برخی از این مشکلات گیراندازی هوا و گاز هستند. به دلیل محدوده های بسته اتاقک عایق، الگوهای جریان گاه می توانند برای پاکسازی حفره از گازهایی که داخل آن گیر می کنند ناکافی باشد. سایر مسائل شامل فقدان روان سازی و خنک سازی برای جوانب عایق به دلیل محدوده های بسیار کپ اتاقک به عایق است. اغلب ارتفاع فشاری عایق نزدیک به قطر منفذ اتاقک عایق است. این کار گردش طبیعی به منظور فراهم آوری جریان کافی جوانب عایق برای خنک سازی و روان سازی مناسب آن ها را بسیار مشکل می کند. اضافه کردن فلاش های عایق (مکش یا تخلیه) معمولاً برای این نوع اتاقک عایق پیشنهاد می شود.

منفذ بزرگ شده

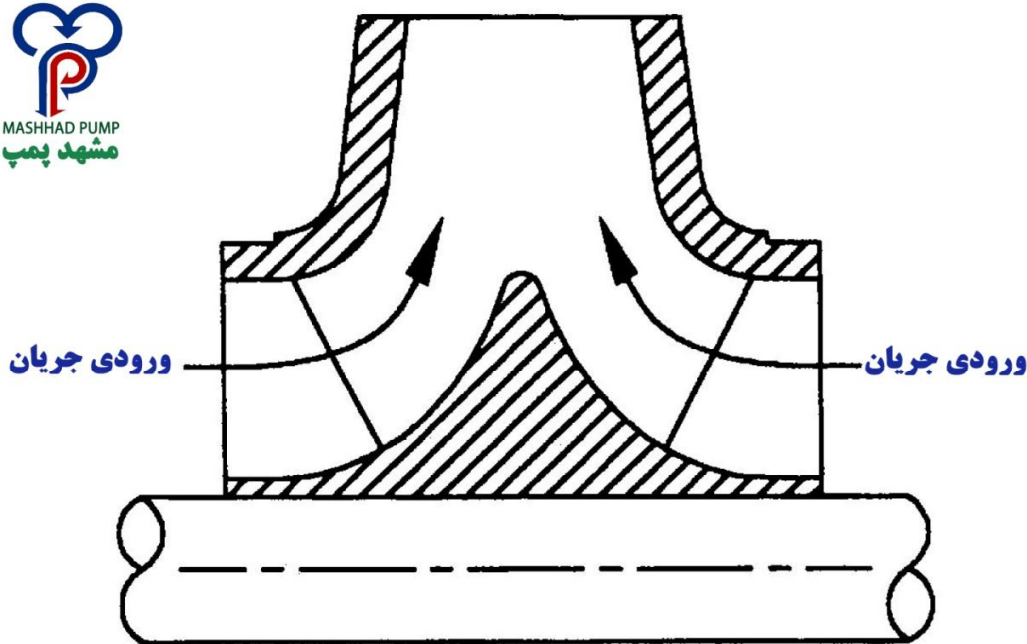
اتاقک عایق منفذ بزرگ شده یک اصلاح از طراحی استوانه ای کوچک است. قطر بزرگ تر منفذ اجازه گردش بهتر سیال در اتاقک قاب را می دهد که منجر به خنک سازی و روان کاری بهتر جوانب عایق می شود.

توازن هیدرولیک محوری

توازن هیدرولیک محوری به متعادل سازی بار محوری ایجاد شده توسط نیروهای هیدرولیکی در پروانه ها اشاره دارد. در حالی که پروانه یک ارتفاع فشاری ایجاد می کند، شانه های پروانه افزایش می یابد. به دلیل مشخصه های هندسی و سطوح عایق کاری، این اغلب توزیع نابرابر فشار در سطوح شانه را باعث می شود. این فشار نابرابر منجر به ایجاد بار محوری روی پروانه می شود. این بار محوری می تواند منجر به مشکلات بلبرینگ و عایق شود. برای توضیحات دقیق درباره چگونگی ایجاد نیروهای شعاعی و برخی تکنیک های ابتدایی برای محاسبه بزرگ آن ها، خواننده باید در استفاده از محاسبات به عنوان بهترین حدس برای بار اعمال شده احتیاط کند. تست فیزیکی تنها روش قابل اعتمادی است که می تواند به صورت صحیح بارهای محوری در بخشی از تجهیزات را پیش بینی کند.

پروانه های مکش دوتایی

یکی از موثرترین تکنیک هایی که برای متعادل سازی بار محوری هیدرو دینامیک به کار می رود استفاده از پروانه های مکش دوتایی است (تصویر ۱۱). با استفاده از پروفایل پروانه دقیقاً مشابه در هر دو جانب پروانه، نیروهای ایجاد شده تقریباً برابر هستند. این پروانه ها ذاتاً متعادل شده هستند و بار محوری بسیار پایینی ایجاد می کنند. یک جانب پروانه معمولاً برای ایجاد نیروی محوری کوچک به منظور بارگیری اندک بلبرینگ محوری و جلوگیری از حرکت جلو و عقب پمپ در طول عملیات ایجاد شده است.



نمای برش خورده پروانه های مکش دوتایی

تصویر ۱۱- پروانه های مکش دوتایی

نوعی از مفهوم پروانه دوتایی، که در طراحی های چند مرحله ای به کار می رود، نصب تعداد فرد پروانه داخل یک محور منفرد است تا در مقابل یکدیگر قرار گیرند. بار محوری سپس در روتور به عنوان یک کل برابری می شود. چالش و هزینه در این نوع طراحی، طراحی حلزونی پیچیده و هسته گذاری مسیر داخلی که به مایع اجازه می دهد به مکش ها و تخلیه های چندتایی وارد شود، می باشد. این نوع طراحی در پمپ های حلزونی شکافی محوری چند مرحله ای بزرگ رایج است.

حفره های توازن

حفره های توازن به سادگی حفره های کوچک دریل شده در شانه های پروانه هستند (تصویر ۱۲). معمولاً این حفره ها نزدیک به خط مرکزی پمپ دریل می شوند به صورتی که از نظر مکانیکی برای حداکثرسازی اثر کاهنده فشار جایگذاری شوند. هدف آن ها این است که اجازه دهند فشار سیال در هر طرف شانه برابر شود. به این دلیل که حفره های توازن در شعاع ثابتی نسبت به خط مرکز محور دریل می شوند و قطر ثابتی دارند، فقط در یک نقطه روی منحنی عملکرد پمپ موثر هستند. وقتی از این نقطه دور شوید، نیروهای محوری بزرگی ممکن است روی پروانه ایجاد شود. مشکل دیگری که می تواند در اثر استفاده از حفره های توازن پیش آید که کاهش فشار در اتاقک عایق زیر نقطه جوش مایع است. اگر حفره ها به گونه ای اندازه دهی شود که تقریباً به صورت کامل فشار در شانه های پروانه را برابر سازند، فشار در مکش پمپ اغلب می

تواند در سرعت جریان های بالا به فشار بسیار پایینی افت کند. فشار پایین همراه با حرارت اضافه شده از عمل پمپ کردن و عایق مکانیکی می تواند باعث جوشیدن سیال و بنابراین خشک شدن عایق مکانیکی گردد. اثر مخرب دیگر حفره های تعادل توزیع الگوی جریان ورودی در مسیرهای عبور اصلی پروانه است. در حالی که سیال از میان حفره تعادل عبور می کند، شتاب می گیرد و باعث فشار آب کوچکی می شود که به درون جریان پروانه اصلی شلیک می گردد. این می تواند باعث آشفته‌گی هایی در الگوی جریان گردد و به صورت بالقوه NPSHR پمپ را افزایش دهد.



تصویر ۱۲- پروانه نیمه باز با حفره های توازن

پره های پمپ به بیرون عقبی

پره های پمپ به بیرون عقبی معمولاً پیش آمدگی های کوچکی از شانه پشتی پروانه هستند (تصویر ۱۳). آن ها ممکن است از طراحی شعاعی مستقیم باشند یا ممکن است خطوط راهنمای تیغه پروانه اصلی را دنبال کنند. درست مثل تیغه اصلی پروانه، کارکرد پره پمپ به بیرون پشتی، پمپ سیال در پشت پروانه است و بنابراین فشار در سراسر شانه پروانه را برابر می کند. آن ها می توانند در کاهش بار محوری روی پروانه در سراسر محدوده عملیاتی وسیع پمپ بسیار موثر باشند. آن ها وقتی راس پره در محدوده ۰.۳۰ تا ۰.۴۰ اینچ قاب پشتی است بسیار موثر هستند. این امر نشت اطراف پره را منع می کند و اجازه عمل پمپ موثر را می دهد.



تصویر ۱۳- پروانه با پره های پمپ به بیرون پستی

مشکلی که می تواند در زمان گسترش پره ها در همه مسیر تا مرکز پروانه روی دهد این است که حرکت دورانی جریان می تواند به مشکلات فرسایش در گودال عایق بینجامد.

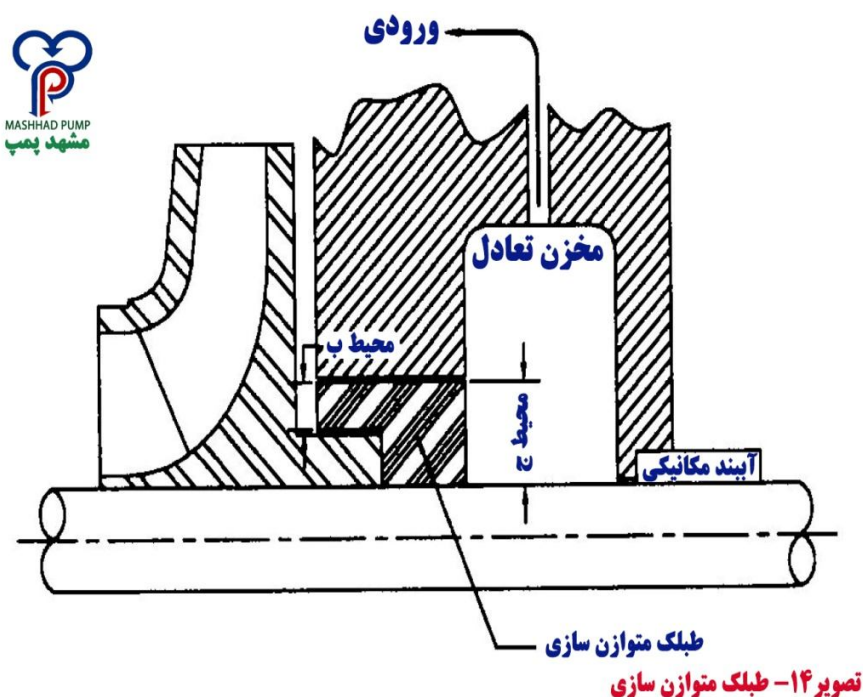
مسئله دیگر کاهش فشار در گودال عایق است. مشابه حفره های توازن، پره های پمپ به بیرون پستی می توانند فشار در سطح پستی شانه را تا سطوح زیر فشار بخار محصول کاهش دهند. این دوباره می تواند منجر به جوشیدن محصول در اتاقک عایق و باعث کار خشک عایق گردد.

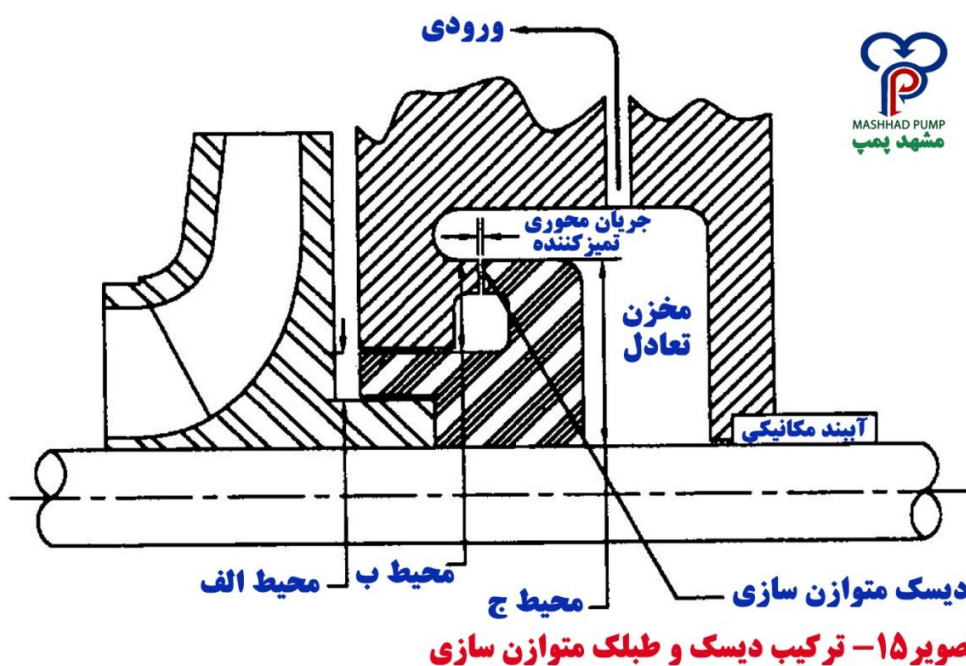
هر دوی این مشکلات را می توان با استفاده از عایق دریچه کنترل بخار که در ورودی اتاقک عایق قرار می گیرد با فلاش عایق طرح ۱۱ ANSI رفع کرد.

متوازن سازی دسیک ها و طبلك ها

استفاده از طبلك های متوازن سازی در بسیاری انواع تجهیزات گردنده رایج است. در واقع استفاده از حفره ها اغلب یک نسخه فشرده از طبلك های متوازن سازی است. طبلك متوازن سازی واقعی از یک طبلك یا سیلندر متصل به محور گردنده همراه با شکاف شعاعی کوچک در طول محور بین قاب و طبلك استفاده می کند (تصویر ۱۴). ناحیه جلوی طبلك (ناحیه

(B) در معرض فشار تخلیه پمپ است. مقطع پشتی طبلك به سمت عقب مكش پمپ تهويه شده است. فشار در مقطه پشتي طبلك (ناحیه C) بسيار كمتر از فشار در مقطع جلوبي است. بار محوري ايجاد شده در طول پروانه ها را می توان توسط نيروی برابر (يا تقريباً برابر) و مخالف نيروی ايجاد شده توسط طبلك متوازن سازی، متعادل كرد. اين روش مشابه حفره های متوازن سازی فقط در يك نقطه کاری كاملاً موثر است. به منظور غلبه بر اين نقص، اضافه كردن دهانه متغير يا ديسك متوازن كننده اغلب همراه با طبلك متوازن كننده در نظر گرفته می شود تا عملکرد آن در طول كل محدوده عملياتی پمپ را بهبود بخشد (تصوير ۱۵). ديسك متوازن كننده اجازه می دهد فشاری در برابر ناحیه A+B ايجاد شود كه باعث باز شدن دهانه شعاعی می گردد. وقتی دهانه باز می گردد، فشاری كه در بر ناحیه B عمل می كند را آزاد می نمايد. در حالی كه اين فشار کاهش می يابد، فشار عمل كننده بر ناحیه C بر فشار ناحیه A+B غلبه كرد و دهانه شعاعی را می بندد. اين شرايط به تصحيح خودكار در سراسر محدوده عملياتی پمپ ادامه می دهد. هرچند، پتانسيل نوسان هيدروليک ناپايدار در اين طراحی وجود دارد.





گزینه های پمپ بدون عایق

پمپ های بدون عایقی که در اینجا مورد بحث قرار می گیرند از نوع موتور گردنده مغناطیسی و حفاظ دار هستند. این پمپ ها این مزیت را ارائه می دهند که محور دورانی از بین حلزونی عبور نمی کند و بنابراین هیچ عایق دینامیکی برای جلوگیری از نشت مورد نیاز نیست. عایق کاری اجزا از طریق استفاده از اورینگ های استاندارد یا لایه های فشرده سازی تحقق می یابد. طراحی های رایج محور گردنده ای در بلبرینگ گردهای ثابت دارند یا از محور ثابت با بلبرینگ نصب شده در کپسول مغناطیسی دورانی/ مونتاژ پروانه استفاده می کنند. اکثر طراحی ها مایع پمپ شده را به عنوان سیال روان کننده و خنک کننده برای بلبرینگ های داخلی به کار می برند. چندین ترکیب برای محور، بلبرینگ ها، سطوح محوری و اجزای حلزونی در دسترس است. در ادامه توضیح مختصری از برخی مواد رایج و مزیت ها و نکات منفی آن ها آمده است. مثل همیشه، مشتری باید با تولیدکننده در زمینه تجربه آن ها با مواد شیمیایی پمپ شده مشورت کند. همه داده های معلوم درباره مواد شیمیایی و شرایط فرآیند باید به منظور بررسی و انتخاب صحیح مواد به تولیدکننده یا نماینده آن ها داده شود.

سیالات پمپ شده

معمولا مایع پمپ شده به عنوان واسطه روان سازی و خنک کننده برای بلبرینگ های داخلی به کار برده می شود. این امر نیازمند این است که سیال بتواند دو کار را انجام دهد:

- نوار سیالی بین محور و بلبرینگ ایجاد کنید تا از تماس سطوح جلوگیری شود
- روشی برای حذف حرارت ایجاد شده توسط بلبرینگ ها و جریان های گردابی که در پوسته محتوای روتور ایجاد می شود فراهم کند.

این روش باید ویژگی های روان سازی را برای سطوح بلبرینگ فراهم کند و ظرفیت شکل دهی نوار سیالی که مونتاژ دورانی در کل محدوده عملیات پمپ را پشتیبانی نماید داشته باشد. نقص در شکل دهی این حاشیه های هیدرودینامیک باعث می شود سطوح بلبرینگ در تماس با یکدیگر قرار گیرند. براساس ترکیب مواد، و گستره تماس بلبرینگ، این می تواند باعث سایش بلبرینگ ها در شرایط متوسط تا نقص فاجعه بار ناگهانی در شرایط شدید شود.

بنابراین مایع پمپ شده باید در زمان تحویل به بلبرینگ به اندازه کافی سرد باشد که در حال جذب حرارت اضافه شده توسط اجزای دیگر بخار نشود. تولیدکننده های پمپ بدون عایق قابل اطمینان می توانند تخمین هایی در رابطه با افزایش دما را از طریق مقطع گردنده پمپ خود براساس ویژگی های سیال شما و شرایط عملیاتی سرویس شما، فراهم آورند.

تمیز بودن مایع پمپ شده نیز می تواند فاکتور اساسی در گسترش عمر سرویس دهی پمپ بدون عایق باشد. ذرات ساینده (سخت تر از سطوح بلبرینگ) می توانند باعث سایش شدید در دوره زمانی کوتاه شوند. استفاده از فیلتر و صافی معمولا تا وقتی شرایط NPSH مناسب هستند تقویت می شود حتی وقتی فیلتر پر شده و آماده تغییر است.

گزینه های محور و بلبرینگ

انتخاب مواد محور و بلبرینگ در کاربرد مناسب پمپ های بدون عایق از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. بیشتر تولیدکننده ها گزینه های در دسترس زیادی دارند. گزینه های رایج مواد به نوعی نرم مانند کربن و کامپوزیت های پر شده هستند. در طرف دیگر این طیف مواد بسیار سخت مثل سیلیکون کارباید (SiC) و برخی سرامیک ها قرار دارند.

مواد بلبرینگ نرم

مواد نرم تر معمولاً مقداری توانایی ذاتی روان سازی دارند که به آن ها اجازه می دهد محور را در طول دوره ای که محصول ممکن است در بلبرینگ ها بخار شود پشتیبانی کنند. این مواد می توانند در طول شرایط نامناسب مثل فعالیت خشک یا کار نامناسب پمپ یک لایه ایمنی ایجاد کنند. معمولاً آن ها به عنوان بخش فدا شده سیستم به کار برده می شوند. اگر بعد از این دوره های آشفته کنترل نشوند، بلبرینگ ها اغلب تا جایی ساییده می شوند که فضای خالی بلبرینگ دیگر نمی تواند حاشیه سیال ضروری برای پشتیبانی محور در شرایط عملیاتی نرمال را بسازد. در حالی که محور به سایش در برابر بلبرینگ ها ادامه می دهد، فضاهای خالی به پهن شدن ادامه می دهند تا وقتی که یک نقص کلی روی دهد.

مواد بلبرینگ سخت

مواد بلبرینگ سخت مثل سیلیکون کارباید، تنگستن کارباید و برخی سرامیک ها ویژگی های سایش عالی را فراهم می کنند که اگر مشخصات عملیاتی مناسب نگه داشته شوند عمر تقریباً نامتناهی را ارائه می دهد. برای رسیدن به این نتایج عملیاتی، تولیدکننده باید اجازه دهد بلبرینگ به درستی خود را در پمپ هم تراز کرده و نیز تفاوت در انبساط حرارتی مواد “سخت” و ساختارهای تکیه گاه اطراف آن ها را در نظر بگیرد. این امر اغلب از طریق استفاده از رینگ های تلرانس در بخش خارجی پمپ عملی می شود. وقتی بلبرینگ به درستی نصب شود، آزاد است خود را با محور هم تراز کند تا بار حاشیه ای بلبرینگ ها که باعث شکاف بلبرینگ و/یا فرورفتگی محور می شود کاهش یابد.

این بلبرینگ ها در برابر ساییدگی و فرسایش ایجاد شده توسط ذرات در مایع پمپ شده مقاوم هستند. از آنجایی که آنها بسیار سخت هستند، اکثر ذرات نمی توانند سطح را خراش دهند اما مواد نرم تر می توانند در طول سطوح لکه گذاری کنند که باعث حفره زایی در اثر چسبندگی ذرات می گردد. پاشنه آشیل آن ها پایایی پایین آن ها در شرایط آشفته و فعالی خشک است. بسیاری دستگاه های ابتکاری با استفاده از این مواد در طراحی های بلبرینگ وارد شده اند که نشان دهنده تحقیق انجام شده به منظور بهبود ظرفیت های فعالیت خشک مواد است. پوشش های شبه الماس در طول چند سال اخیر به کار رفته اند و نتایج با توجه به تجربه مطلوب بوده است.

مواد سازنده محور

این مواد در محدوده ای از محور فلزی ساخته شده از مواد مشابه محوره‌های SiC جامد هستند. در واحدهای گردنده مغناطیسی کوچک رایج است محور از سرامیک جامد باشد. این کار سطح بلبرینگ هموار سختی با هزینه قابل قبول تهیه می کند. در واحدهای بزرگ تر محورها معمولاً غلاف داشته یا با مواد اصلی محور فلزی شده اند. غلاف ها اغلب از موادی مشابه مواد به کار رفته در بلبرینگ ساخته شده اند. پوشش های الماس- نیکل و تنگستن کارباید نیز به صورت بسیار موثر روی محوره‌های فلزی فعال در برابر بلبرینگ های سخت به کار رفته اند. پوشش های کروم سخت یک گزینه کم هزینه محبوب هستند که می تواند در برابر مواد بلبرینگ نرم تر به کار برده شود.

واحدهای غیرفلزی و خطی شده در طول چندین سال اخیر بسیار محبوب شده اند. این پمپ ها معمولاً از محوره‌های سرامیکی یا سیلیسیم کارباید استفاده می کنند و در شرایط مورد هدف سرویس دهی خود بسیار خوب کار می کنند. پمپ های غیرفلزی اغلب از پوسته های محدودسازی غیرفلزی استفاده می کنند. نبود فلز از شکل گیری جریان های گردابی جلوگیری کرده و بنابراین ایجاد حرارت در مقطع گردنده را کاهش می دهد.

گزینه های چارچوب بلبرینگ

در حالی که به جستجوی خود برای زمان میانگین طولانی تر بین خطاها و دسترس پذیری افزایش یافته پمپ ادامه می دهیم، بهبودها در چارچوب بلبرینگ پمپ های جفت شده طولانی را نمی توان نادیده گرفت. تولیدکننده ها مدت طولانی است متوجه شده اند که بهبود سیستم های روان سازی و در دسترس بودن بلبرینگ های با اندازه بزرگ یا کار بیش از حد می تواند مسیر طولانی در جهت ارتقا داشته باشد. برخی گزینه ها و/یا بهبودها در زیر لیست شده اند که در طراحی های چارچوب استاندارد بلبرینگ وارد شده و سایر گزینه ها به صورت گزینه های منفرد یا به صورت پوششی در چارچوب های بلبرینگ بسیار پرکار در دسترس قرار گرفته اند.

- چاهک های روغن عمیق تر. چاهک های روغن عمیق تر در چارچوب بلبرینگ های چندین تولیدکننده وارد شده اند. آن ها مقدار بیشتری روغن فراهم می کنند تا روغن پمپ شده از بلبرینگ ها زمان اسکان بیشتری در چاهک داشته باشد و اجازه داده شود پیش از حرکت بعدی خود از طریق بلبرینگ ها خنک شود. تصور می شود چاهک

عمیق تر آشفته‌گی را نیز کاهش داده و اجازه می‌دهد ذرات و آب در ته چاهک جمع شوند و بنابراین خرده‌ها و رطوبت را از عبور از بلبرینگ‌ها باز می‌دارد.

- عایق‌های بلبرینگ ارتقا یافته. استفاده از عایق‌های مارپیچ به منظور جلوگیری از آلودگی چاهک روغن یک کمک اساسی به توسعه عمر بلبرینگ بوده است. این عایق‌ها با دور نگه داشتن رطوبت از خطاهای عایق پمپ ابتدایی جلوگیری کرده و از ورود فرآیندهای تمیزکاری شستشو به چاهک روغن جلوگیری می‌کنند. آن‌ها همچنین در بازداري کثیفی و سایر ذرات برای ورود به چاهک و صدمه زدن به بلبرینگ‌ها موثر هستند.
- روان‌کننده‌های بهبود یافته. بلبرینگ‌های روغنی و گریس‌خورده از برخی پیشرفت‌ها در تکنولوژی روان‌سازی سود می‌برند. روان‌کننده‌های جدید، سنتزی و هیبریدی، امکان وجود دماهای بلبرینگ بالاتر، محدوده وسیع‌تر دماهای عملیاتی و عمر روان‌سازی طولانی‌تر بین تعویض‌ها را می‌دهند. این اغلب به عمر دوام بالاتر بلبرینگ و پایایی تجهیزات افزایش یافته تعبیر می‌شود.
- بلبرینگ‌های بیش از حد پرکار. این بلبرینگ‌ها درجه بندی بار دینامیک بالاتری را در اندازه بلبرینگ مشابه ارائه می‌دهند. این به کاربر امکان می‌دهد پمپ را برای مدت زمان طولانی‌تر در بارهای بالاتر به کار بیندازد. این قطعاً یک راه حل موقتی است. راه حل واقعی انتخاب پمپ صحیح برای کاربرد است. وقتی پمپ صحیح انتخاب شد، این بلبرینگ حاشیه بهتری را پیشنهاد می‌دهد. این بلبرینگ‌ها خنک‌تر کار می‌کنند و درصد پایین‌تری از بار مجاز عمر مفید آن‌ها را برای آن جزء را گسترش می‌دهد.

مسائل مکانیکی

وقتی نقصی در پمپ‌های و سیستم‌های مرتبط روی می‌دهد، آن‌ها معمولاً در یکی از چهار گروه زیر قرار دارند: شکاف، فرسودگی، اصطکاک و سایش یا نشت. شکاف‌ها به دلیل بارگیری بیش از حد، برای مثال فشار بالاتر از فشار مورد انتظار یا بارگیری نازل بیشتر از سطوح پیشنهادی، روی می‌دهد. فرسودگی نیازمند این است که بار اعمال شده نوسان کند تا تنش‌ها به صورت چرخه‌ای از محدوده تحمل مواد در شکاف برداشته شوند. فرسودگی در اجزای پمپ اکثراً در اثر لرزش اضافی ایجاد می‌شود که در عوض توسط متوازن نبودن روتور، وجود عدم هم‌ترازی بسیار زیاد بین پمپ و خط مرکز محور گردنده،

ضربه های فشار اضافی عبوری از پره ها یا حرکت بزرگ تقویت شده توسط تشدید فرکانس طبیعی ایجاد می شود. سایش اصطکاکی و نشت عایق نشان می دهد که روتور و بخش ساکن موتور متناسب با یکدیگر در محدوده های انحراف طراحی موقعیت دهی نشده اند. این می تواند به صورت دینامیک روی دهد و در این چنین مواردی لرزش اضافی معمولا دلیل آن است. وقتی سایش یا نشت در موقعیت زمان سنجی منفرد در حلزونی باشد، میزان غیرقابل قبولی از بارگیری نازل و عدم هم ترازی پمپ/گردنده ایجاد شده یا مستقل احتمالا از دلایل آن هستند. در پمپ های پرانرژی (مخصوصا تجهیز هیدرو و پمپ های تغذیه دیگ بخار)، احتمال دیگری برای اصطکاک در یک مکان در بخش ساکن (یا برای اصطکاک محوری یا پاک کردن سایشی بلبرینگ محوری) تغییر بسیار سریع در دما است که می تواند باعث عدم تطابق در طول و تناسب هر جزء شود زیرا این مورد با دما تغییر می کند.

اگر هر یک از این موارد مشکل فعلی یا گذشته پمپ که شما تجربه آن را داشته اید به خاطراتان می آورد، در جمع خوبی هستید. بیشتر از ۹۰ درصد همه مشکلات در گروه های لیست شده در بالا قرار دارد. خوشبختانه، رویکردها و روندهای خاصی وجود دارد که می تواند برای حداقل سازی رویارویی با این مشکلات به کار رود یا به تعیین چگونگی حل این مشکلات در صورتی که روی دهند کمک می کند.

تنش حلزونی و تحلیل شکستگی

امروزه محدوده وسیعی از روش ها وجود دارد که می تواند در تعیین میزان فشار یا بارگیری نازلی که یک حلزونی می تواند پیش از احتمال شکاف برداری یا نشت تحمل کند، مورد استفاده قرار گیرد. محاسبات دستی می تواند با استفاده از ماشین حساب انجام شود و اگر به درستی انجام گیرد معمولا در محدوده بهتر از فاکتور دو صحیح هستند. محاسبات دقیق تر معمولا با استفاده از روش تحلیل جزء متناهی (FEA) در کامپیوتر انجام می شد. هرچند روش دستی یا کامپیوتری فقط به اندازه فرضیات و اطلاعاتی که به آن ها داده می شود صحیح هستند و در نهایت بهترین صحت توسط فرمی از تست به دست می آید. نمونه هایی از تست ها که می توانند تنش را تعیین کنند سنجنده های کشش کاربرد یا جلای شکننده “پوشش تنشدار” به منظور تعیین تمرکز تنش است (احتیاط کنید هر دو به دما حساس هستند). تنش های دینامیک می توانند با استفاده از تحلیل کالیبره شده توسط نتایج تست از ردیاب های مجاورت محور یا ردیاب های لرزشی (ردیاب های سرعت یا

شتاب سنج ها) تعیین شوند تا سطوح لرزش و مکان فرکانس های طبیعی، که وقتی به صورت ضعیف دفع می شوند “سرعت های بحرانی” سیستم روتور می گردند، نیز مشخص شوند.

محاسبات دستی برای تنش پایدار اکثرا در سه گروه قرار می گیرد:

- مجرای فشار
- نورد توخالی
- میله حرارت دیده

در صورتی که محاسبات مجرای فشار شامل جزئیات بسیار زیاد باشد می تواند پیچیده شود. مثالی از این مورد محاسبات کد مجرای فشار و دیگ بخار ASME بخش ۳ یا بخش ۶ است. هرچند، محاسبات ساده می تواند در بعضی موارد برای تعیین این که آیا فشار اضافی می تواند یک مشکل باشد یا خیر، کافی باشد. یکی از محاسبات ساده این است که فرض کنیم تنش معمولی در دیوار های حلزونی برابر با فشار داخلی ضرب در شعاع حداکثر حلزونی (بدون نازل ها) تقسیم بر ضخامت دیواره است. وقتی تنش به این روش محاسبه می شود، معمولاً به دلیل حضور تمرکزهای تنش مثل شعاع نوار در انتهای حلزونی یا در دیواره جانبی مارپیچ، در محدوده پایین مقدار واقعی قرار دارد. بنابراین، بهتر است این عدد را ضرب در فاکتور ایمنی، معمولاً حدود سه، کنیم.

برای حلزونی های با مقاطع بزرگ که استوانه ای نیستند یا تمایل به صاف بودن دارند، تخمین مطمئن تر این است که فرض کنیم تنش ممکن است به اندازه نیمی از فشار داخلی ضرب در مربع اندازه مرطوب حلزونی حداکثر تقسیم بر مربع ضخامت دیواره بالا باشد. معمولاً، تنش حداکثر واقعی حدود یک پنجم این مقدار است بنابراین با استفاده از تخمین بدون هیچ فاکتور اضافی، اثرات محتمل تمرکزهای تنش از قبل شامل شده اند.

محاسبه نورد توخالی فرض می کند تنش نازل اوج می تواند به صورت تقریباً سه برابر گشتاور در نازل، ضرب در شعاع نازل، تقسیم بر گشتاور اینرسی نازل پیش بینی شود. کتابچه های راهنمایی مثل کتابچه راهنمای استاندارد برای مهندسی مکانیکی یا فرمول روآرک برای تنش و کشش را می توان برای تعیین تنش در این چنین مواردی به کار برد اگرچه عدد به

دست آمده باید ضرب در حدود سه شود، دوباره به این دلیل که احتمال زیاد حضور تمرکز تنش در ناحیه نزدیک اتصال نازل نسبت به حلزونی یا دیواره های مارپیچ وجود دارد.

محاسبه میله حرارت دیده تغییر حداکثر در اندازه حلزونی بین دمای اتاق و دمای عملیاتی را کنترل می کند. دمای عملیاتی حداکثر حلزونی معمولاً بیشتر از دمای عملیاتی مایع پمپ شده است. حلزونی وقتی حرارت می بیند منبسط می شود و میزان این انبساط تقریباً برابر با تفاوت در دمای حلزونی و دمای اتاق ضرب در طول حلزونی، ضرب در ضریب انبساط حرارتی حلزونی است. برای ارجاع، ضریب انبساط حرارتی حدود هفت میلیونیم یک اینچ در هر اینچ طول در هر درجه فارنهایت (حدود ۱۳ میلیونیم یک متر در هر متر طول در هر درجه سانتیگراد) برای اکثر فولادها و حدود نه میلیونیم یک اینچ در هر درجه فارنهایت (حدود ۱۶ میلیونیم متر در هر درجه سانتیگراد) برای فولادهای ضد زنگ سری ۳۰۰ است. به همین صورت، گسترش حرارتی روتور تقریباً برابر دمای مایع منهای دمای اتاق ضرب در طول روتور از انتهای مکش محور به بلبرینگ طولی ضرب در ضریب انبساط حرارتی روتور است. این فرمول می تواند در تعیین این که آیا فضای خالی کافی برای تفاوت ها در حلزونی در برابر انبساط حرارتی روتور در طول شروع به کار یا خاموشی، یا اگر حلزونی بدون روکش شده و بسیار خنک تر از روتور پر شده با مایع کار کند وجود دارد یا خیر، مفید واقع شود. اعداد ممکن است بزرگ تر از اعداد مورد انتظار باشند. برای مثال، برای محور فولاد کربنی ۶ فوتی (تقریباً ۲ متر) در ۴۰۰ درجه فارنهایت (حدود ۲۰۰ درجه سانتیگراد)، میزان رشد حدود ۱۶۰ مایل (۴ میلیمتر) است. غوطه وری ناگهانی روتور و حلزونی در این دما منجر به این گسترش روتور می شود در حالی که توده بزرگ تر حلزونی باعث می شود روتور گرم شده و با سرعت کمتری منبسط شود، که احتمالاً باعث سایش محوری شدید می شود.

نوع دیگر گسترش حرارتی که می تواند باعث مشکلات اجباری شود انحنایی است که می تواند در طول حلزونی یا روتور به دلیل دمای افتراقی بین انتهای بالایی و پایینی روی دهد. شعاع این انحنا تقریباً قطر جزء تقسیم بر ضریب گسترش حرارتی α جزء است. از طریق این انحنا در برابر طول جزء، میزان فضای خالی به کار رفته می تواند به صورت گرافیکی برای α با فرمول طول قوس تخمین زده شود. برای مثال، "خمیدگی به پشت" h حلزونی یا روتور (هر کدام $T\Delta$ افتراقی دمایی بالا تا

پایین در طول خود دارد) قطر D و طول L ، هر جایی که “خمیدگی به پشت” متناسب با خط مرکز بلبرینگ به بلبرینگ است تقریباً برابر با این مورد است:

(۱)

که در آن

به عنوان قانون سرانگشتی، اتصال وقتی ممکن می شود که تفاوت دمای افتراقی بالا و پایین حلزونی از حدود ۱۰۰ درجه فارنهایت فراتر رود که با اصطکاک سایی در حدود نیمی از این مقدار آغاز می شود. به این دلیل بسیاری کاربران پمپ تغذیه دیگ بخار و پمپ های کراکینگ با هیدروژن وقتی پمپ از خط خارج می شود پمپ های خود را در غلطک های کند قرار می دهند، به این دلیل چرخه های گرم شدن اغلب به دقت مشخص شده و دنبال می شوند، به این دلیل حلزونی ها ممکن است عایق کاری شوند (در کنار ذخیره هزینه های انرژی) و به این دلیل آب تزریق عایق اضافی گاهی منجر به مشکلات سایش و فرسودگی در محورها می شود.

طراحی مکش پمپ

طراحی مکش پمپ انشعاب های مکانیکی قابل توجهی دارد. هر دو اتصال مکانیکی لبه مکش، و نیز طراحی هیدرولیک بالای جریان پروانه پمپ در این زمینه اهمیت کلیدی دارند.

در رابطه با اتصال مکانیکی، از اتصالات انبساطی بدون کشش (لوله کشی “اتصالات انعطاف پذیر”) در نازل های بزرگ پرهیز کنید. فشار در طول مقطع عرضی این چنین نازل هایی، ضرب در مساحت، فشار محوری مشابه با فشار محور در خروجی نازل راکتی می شود. فقط به این دلیل که راکت برای شتاب گیری آزاد است، به این دلیل که به پایین اتصال ندارد، در حالی که حلزونی برای حرکت کردن آزاد نیست، به این معنی نیست که حلزونی پمپ توسط فشار محوری در نازل بدون کشش منحرف نمی شود. این فشار محوری می تواند حتی روی نازل تنش بیش از حد وارد کند یا به صورت غیرمستقیم باعث انحراف اضافی در حلزونی یا پایه فولادی شود که منجر به مشکلات هم ترازای عملیاتی شدید پمپ/گردنده و سایش های محتمل می شود.

مسئله اصلی در نگرانی های هیدرولیک این است که فشار استاتیک مکش کافی برای پرهیز از حفره سازی حضور داشته باشد. امروزه، مشخص شده است که این یعنی بیشتر از فقط ارتفاع فشاری مکش مثبت کل کافی (NPSHA) در دسترس برای برآورده سازی افت ارتفاع فشاری ۳ درصد NPSHR (NPSH مورد نیاز) مشخص شده توسط تولیدکننده نیاز است. در NPSHA به اندازه $3 \times \text{NPSHR}$ ، حفره سازی اولیه می تواند باعث فرسایش جدی جانب مکش پره های پروانه یا سایش خروجی های رینگ شود. حتی اگر NPSHA به اندازه کافی بالا باشد تا از حفره سازی تحت شرایط نرمال جلوگیری شود، هنوز هم می تواند در بخش های موضعی در اثر جریان دارای انحراف یا گرداب در لوله ورودی ایجاد شود، همان طور که می تواند نتیجه زانویی بسیار نزدیک به لبه مکش پمپ، در اثر کاهنده بسیار نزدیک به لبه مکش یا گرداب ها در چاهک ورودی، بسیار شدید باشد. اگر پمپ بسیار دور از نقطه بهترین بازدهی خود کار کند، زاویه حمله جریان ورودی به پره پروانه دورانی می تواند با میزان پیش بینی شده توسط طراح پمپ در آن سرعت پمپ تفاوت داشته باشد و تاخیر پره بتواند در مکش یا تخلیه روی دهد و به ترتیب منجر به گردش مجدد مکش یا تخلیه گردد. این چنین گردش مجدد جریان داخلی می تواند باعث گرداب های شبه تورنادویی شود که با پروانه گردش می کنند اما با سرعت به نوعی کمتر که سرعت های بحرانی روتور در فرکانس های ناخواسته را تحریک می کند.

لرزش

یکی از رایج ترین مشکلات در نصب های پمپ جدید لرزش است. این امر مخصوصا در صورتی صادق است که پمپ در موقعیت عمودی نصب شود، با سرعت متغیر عمل کند یا اگر پمپ بخواهد به صورت پایدار در جریان های زیر نقطه طراحی کار کند. مشکلاتی لرزشی که اکثرا در نوشته ها راجع به آن ها بحث شده است شامل لرزش های محور جانبی یعنی حرکت روتور دینامیک عمود بر محور پمپ است. هرچند، مشکلات لرزش ها می تواند در ساختار ثابت پمپ، مخصوصا در پمپ های عمودی، نیز روی دهد. به علاوه لرزش جانبی، لرزش می تواند در مسیر محوری روی دهد یا می تواند شامل حرکت پیچشی باشد.

لرزش و سایر ملاحظات مکانیکی ناپایدار باید شامل تحلیل موارد زیر باشد:

- رفتار روتوردینامیک، شامل سرعت های بحرانی، پاسخ تحمیل شده و پایداری
- سرعت های بحرانی پیچشی و تنش نوسانی شامل گذارهای شروع به کار/خاموشی
- تنش ناپایدار القاشده توسط بار لوله کشی و نازل و انحراف در اثر عدم هم تراز
- فرسودگی اجزای با تنش بالا به دلیل گشتاور نوسانی، فشار محوری و بار شعاعی
- رفتار ثابت و دینامیک بلبرینگ و عایق
- عملیات سیستم روان سازی در طول عملیات نرمال و حرکت رو به پایین در سرازیری

ملاحظات دینامیک سیال ناپایدار شامل ارزیابی موارد زیر است:

- سطوح فشار نوسانی تحت عملیات بار بخش، تا جریان مداوم پیوسته حداقل
- ظرفیت های کنترل عملیاتی سیستم شامل حفاظت ایمن در برابر نقص، برای مثال پیشگیری از کار نزدیک حالت خاموشی با گردش مجدد و شستشوی نتیجه شده.
- تشدید آوایی (مثلا مثل ترومپت) در پمپ ها و سیستم های ترکیبی.

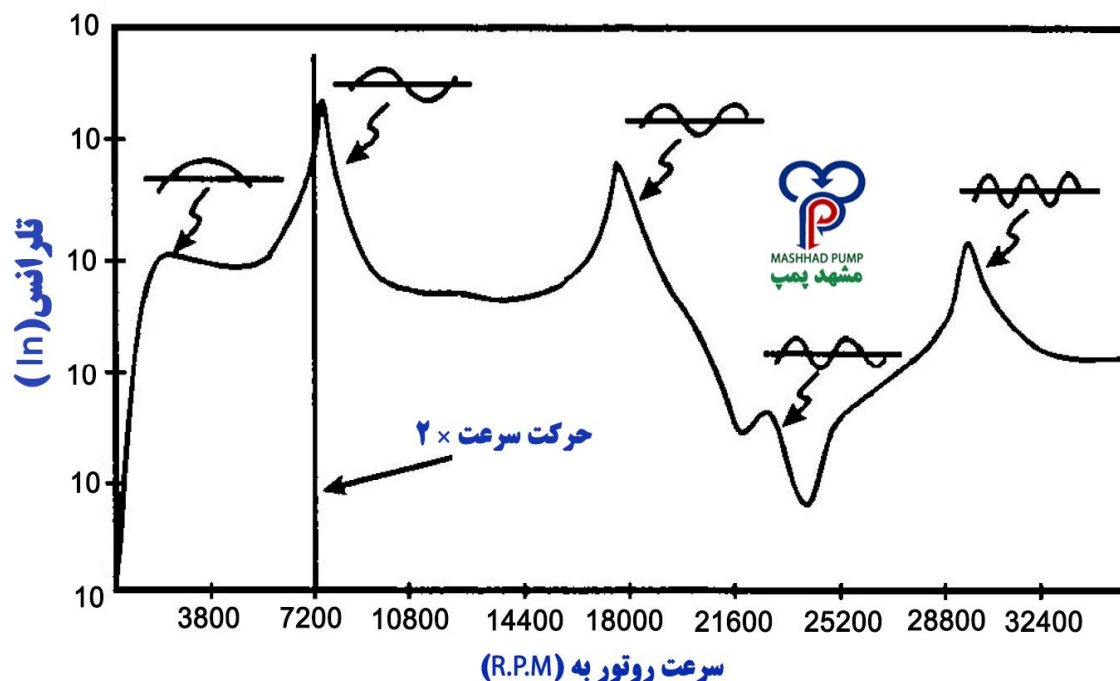
مسائل مکانیکی می توانند با کمک API, ANSI, ASME, ISO, DIN, HI و سایر استاندارد مورد قضاوت قرار گیرند. ملاحظات دینامیکی سیال معمولا نیازمند کمک متخصصین، از گروه مهندسی تاسیسات، از تولیدکننده بزرگ یا از کمپانی مشاوره هستند.

مفهوم مهم “فرکانس طبیعی” می باشد، که تعداد چرخه ها در هر دقیقه است که روتور یا ساختار اگر تکان بخورد، مثل چرخاندن چنگال، در آن لرزش خواهد کرد. روتورهای پمپ و حلزونی فرکانس های طبیعی بسیاری دارند که برخی از آن ها معمولا در محدوده سرعت عملیاتی یا نزدیک به آن هستند. الگوهای لرزشی که وقتی فرکانس طبیعی نزدیک به سرعت کاری است یا فرکانس نیروی قوی دیگری باشد ایجاد می شود به نام “شکل حالت” خوانده می شود. هر فرکانس طبیعی شکل حالت متفاوت مرتبط با خود را دارد و در جایی که این شکل حرکت می کند بیشترین حد معمولا بهترین مکان برای تلاش در “اصلاح” مثل تیر تقویت عرضی یا یک توده اضافه شده است.

اگر فرکانس نیروی تهییج و فرکانس طبیعی در مجاور یکدیگر باشند، این باعث “تشدید” می شود. در تشدید، انرژی لرزش از آخرین “ضربه” نیرو در چرخه کامل وارد می شود و تا وقتی ضربه بعدی روی دهد، برگردانده می شود. لرزش در چرخه بعدی شامل حرکت به دلیل هر دو ضربه خواهد بود و بالاتر از ضربه ابتدایی به تنهایی می باشد. حرکت لرزش به این روش تقویت می شود تا وقتی که حرکت بزرگ آن انرژی بیشتر از میزان انرژی تهیه شده توسط هر ضربه را مورد استفاده قرار دهد. متأسفانه، حرکت در این نقطه معمولاً بسیار بزرگ و صدمه زننده است.

تشدید توسط فردی که بسکتبال بازی می کند- دریبل کردن اون (نیروی تهییج) همزمان با جهش توپ (فرکانس طبیعی توپ) نمایش داده می شود اما اگر او ناهماهنگ با توپ باشد، توپ بسیار بلند جهش نخواهد کرد. شما نیروی عدم توازن در پمپ خود را نمی خواهید که در مسیر داده شده در هر گردش به بالا و پایین نوسان کند و شروع به “دریبل کردن” روتور شما کند. به بیان دیگر، شما می خواهید فرکانس های طبیعی روتور و محفظه بلبرینگ شما به خوبی از فرکانس هایی که نیروی های نوع “دریبل کردن” در آن روی می دهد جدا شود که این فرکانس ها در $1 \times$ سرعت کاری (رایج برای عدم تعادل)، $2 \times$ سرعت کاری (رایج برای عدم هم ترازی) یا در تعداد پره های پروانه ضرب در سرعت کاری (لرزش های به اصطلاح “عبوری از پره” از طریق ضربان های فشار تخلیه وقتی پره های پروانه از ماریپیچ “آب شکن” پره منتشرکننده عبور می کنند) است.

در عمل، پمپ ها فقط یک فرکانس طبیعی در محدوده سرعت کاری ندارند بلکه حداقل چندتا از آن ها، هر یک با کج شدگی یا “شکل حالت” متفاوت، دارند. در هر یک از این فرکانس های طبیعی، تقویت لرزش به دلیل تشدید معمولاً بین فاکتور دو و ۲۰ برابر مقدار فرکانسی است که اگر نیروی لرزش در عوض نوسان کردن ثابت می بود بوجود می آمد. تقویت کلی به میزان جذب انرژی بستگی دارد که بین ضربه ها روی می دهد و به نام “تعدیل” خوانده می شود. در بدنه اتومبیل، این تعدیل توسط جذب کننده های شک فراهم می شود. در پمپ، اکثراً توسط بلبرینگ ها و به تله انداز مایع بین روتور و بخش ساکن در “عایق های حلقوی”، مثل پیستون توازن، فراهم می شود. میزان تقویت لرزش وقتی نیرویی که در فرکانس های خاص عمل کند از میان گروهی از فرکانس های طبیعی عبور می کند رایج است در تصویر ۱۶ نشان داده شده است.



تصویر ۱۶- تقویت لرزش در برابر ترسیم فرکانس

دو منحنی در این تصویر داده شده است: یکی برای تعدیل بالا (تقویت کم) و یکی برای تعدیل پایین. یک روش برای سر کردن با تشدید (در گیره مناسب است اما پیشنهاد نمی شود) افزایش تعدیل با بستن فضاهای عایق حلقوی یا تعویض بلبرینگ که از نظر ذاتی جذب انرژی بیشتری دارد (مثلا بلبرینگ گرد به جای یک بلبرینگ ضداصلطکاک) می باشد.

مفهوم مهم دیگر “زاویه فاز” است که تاخیر زمانی بین کاربرد نیرو و حرکت لرزشی که در پاسخ به آن روی می دهد را اندازه گیری می کند. زاویه فاز صفر درجه به این معنی است که نیرو و لرزش به دلیل آن در مسیر مشابهی عمل می کنند و در هماهنگی با هم حرکت می نمایند. این در فرکانس های بسیار پایین، بسیار پایین تر از فرکانس طبیعی، روی می دهد. نمونه ای از آن نیروی به آرامی اعمال شده به فنر است. متناوبا، زاویه فاز ۱۸۰ درجه به این معناست که نیرو و لرزش به دلیل آن در مسیرهای دقیقا مخالف عمل می کنند بنابراین کاملا خارج از هماهنگی با یکدیگر هستند. این در فرکانس های بسیار بالا، بالای فرکانس طبیعی، روی می دهد.

زاویه فاز مهم است زیرا می تواند همراه با اوج هایی در داده های میدانی فرکانس لرزش به کار رود تا به صورت مثبت فرکانس های طبیعی را برخلاف نیروهای تهییج اضافی شناسایی کند. این به منظور تعیین این که چه مراحل باید برای حل تعداد زیادی از مشکلات لرزش در پیش گرفته شود، ضروری است. زاویه فاز نیز در شناسایی و حل مشکلات ناپایداری روتوردینامیکی مهم است که معمولاً نیازمند راه حل های متفاوتی نسبت به رزونانس یا مشکلات نیروی نوسانی اضافی است.

برای پمپ های خاص، مخصوصاً پمپ های تک مرحله ای، تحلیل روتوردینامیک می تواند بدون از دست رفتن قابل توجه صحت ساده سازی شود. این کار اجازه استفاده از روش های دستی، مثل حجم روی فنر یا فرمول های نورد، را می دهد. برای مثال، برای پمپ های مکش دوتایی تک مرحله ای، به سادگی محاسبات نورد پشتیبانی شده می توانند برای تعیین فرکانس های طبیعی و شکل های حالت به کار روند. سایر مدل های ساده شده مفید نورد، کنسولی با توده ای انتهایی برای نمایش پمپ انتهای مکش تک مرحله ای و نورد پشتیبانی شده ساده روی شالوده الاستیک برای نمایش پمپ چندمرحله ای با محور انعطاف پذیر همراه با سختی (به صورت شرح داده شده در زیر) در هر رینگ سایش، لایه گذاری بین مرحله ای و دستگاه توازن فشار محوری است.

مثالی از چگونگی استفاده این فرمول ها برای مورد پمپ مکش دوتایی تک مرحله ای داده خواهد شد. اگر جرم پروانه M ، جرم محور M_s ، طول و گشتاور اینرسی محور $(= \pi D^4/64)$ به ترتیب L و I باشند و E قدرمطلق یانگ برای الاستیسیته باشد، پس پایین ترین فرکانس طبیعی (حالت "reed") در چرخه ها در هر دقیقه به این صورت است:

(۲)

اگر گریز از مرکز پروانه مرتبط با خط مرکز دورانی بلبرینگ e باشد، پس نیروی عدم توازن به سادگی به این صورت است:

(۳)

و میزان جابجایی لرزشی مورد انتظار در رینگ های سایش پروانه به این صورت است:

(۴)

برای نیروهای شعاعی هیدرولیک، F_{ub} را می توان با نیروی شعاعی هیدرولیک F_r (تخمین زده شده توسط تولیدکننده یا بدترین مورد تخمین زده شده به صورت ۰.۳۶ برابر پهنای محوری مسیر عبور آب در قطر بیرونی (OD))، ضرب در OD، ضرب در تفاوت بین فشارهای تخلیه و مکش کرد) جایگزین کرد تا δ تعیین شود. هرچند، میزان وقوع نیروی هیدرولیک پیچیده است و موضوعی خاص طراحی است. در کنار مسائل طراحی پره پروانه، مفهوم لرزش به دلیل ضربان های فشار محوری در سطوح شانه پروانه را معرفی کردند که به واسطه فضای خالی بزرگ در “شکاف A” (فضای خالی حداقل بین شانه های دورانی و دیواره های حلزونی ثابت) و (گاهی) افزایش های شدید در لرزش های پروانه به دلیل ضربان عبور پره در زمان وجود فضای خالی بسیار کوچک در “شکاف B” (پره پروانه در برابر منتشرکننده یا شکاف پره مارپیچ کمتر از ۴ درصد تا ۶ درصد قطر پروانه) است.

صحیح ترین وسیله برای تعیین فرکانس های طبیعی روتور، و تنها راه پایا برای ارزیابی پایداری کلی روتور با تحلیل روتوردینامیک کامل است. زیرا پیچیدگی هایی در تحلیل روتور در برابر انجام تحلیل های م.

شابه روی ساختارهای ثابت وجود دارد. برای مثال، بدون در نظر گرفتن نوع بلبرینگ به کار رفته در یک پمپ خاص، نیروهای کنشی که در بلبرینگ ها در پاسخ به لرزش روی می دهد و حتی بارهای ثابت، به صورت مستقیم نیستند. در کنار نیروی مهار مستقیم هر بلبرینگ که دقیقا مخالف حرکت روتور عمل می کند، سایر نیروهای با اهمیت نیز وجود دارد که عمود بر این حرکت می کند، مثلا تعدیل و “جفت شدن متقاطع” (واکنش نیروی “قنر” بلبرینگ که عمود بر حرکت محور عمل می کند) و این موارد می تواند به اندازه نیروی مستقیم بزرگ یا حتی بزرگ تر از آن باشد که به آن ها اجازه می دهد در لرزش غالب باشند. برخلاف سایر انواع تحلیل های دستی یا کامپیوتری، تحلیل روتوردینامیک شامل اثرات این نیروی عمودی بر حرکت است که اجازه می دهد استقلال نیروهای واکنش بر سرعت مدل سازی شود و شامل اثرات پروانه، دیسک توازن و جفت سازی ژيروسکپی است.

به علاوه نیروهای سیال تهییجی به دلیل عمل پروانه ها، و نیروهای سیال واکنشی روی دهنده در بلبرینگ، نیروهای سیال قوی می توانند در “عایق های حلقوی” پمپ، یعنی رینگ های سایش، بلبرینگ های بین مرحله ای و شکاف های فضای خالی دستگاه متوازن کننده، روی دهند. مهم ترین جنبه این نیروها در پمپ های صنعتی معمولا به نام “اثر لامکین” خوانده

می شود. در این زمینه، هر عایق حلقوی تا حدودی به صورت بلبرینگ عمل می کند که معمولاً تمایل دارد تکیه گاه روتور را سفت کرده و فرکانس های طبیعی را تا بالاترین مقدار، حداقل تا وقتی فضاهای خالی ساییده شوند، بالا ببرد. هرچند، همان طور که مشخص شد، اگر پیچش سیال کافی در ورودی عایق حلقوی حاضر باشد “سفت شدگی” مورد می تواند در واقع به “سفت نشدگی” تبدیل شود و سایر اثرات مثل “جرم موثر” عایق حلقوی و جفت شدگی متقاطع نیز باید در نظر گرفته شود. اثر لامکین در پمپ های چند مرحله ای بسیار قوی است زیرا روتورهای چندمرحله ای اساساً در نسبت مرکزی روتور هستند که در آنجا آن ها نیروی نفوذ قابل توجهی را بر حالت خمشی اولیه روتور اعمال می کنند، کمک سفت شدگی عایق به تکیه گاه روتور می تواند قابل مقایسه با سفتی خود روتور باشد.

تحلیل پیچشی

روتوردینامیک جانبی اغلب می تواند بدون در نظر گرفتن سایر اجزای سیستم مثل گردنده، حلزونی پمپ، پایه ستون، شالوده یا لوله کشی تحلیل شود. هرچند، لرزش پیچشی محور پمپ و همه انواع لرزش های ساختار ثابت پمپ وابسته به سیستم هستند زیرا فرکانس های طبیعی لرزش و اشکال حالت تا حد زیادی براساس جرم، سختی، و تعدیل اجزای غیر از موارد در بر گرفته شده در داخل خود پمپ، تا حد زیادی تغییر خواهد کرد.

اگرچه مشکلات لرزش پیچشی در پمپ های رایج نیستند، پمپ/گردنده مشکلات لرزش پیچشی را تجربه می کنند. این مورد را می توان با محاسبه چندین سرعت بحرانی پیچشی ابتدایی و پاسخ لرزشی تحمیلی سیستم به دلیل تهییج ها در طول گذارهای شروع به کار، کار پایدار، حرکت و گذارهای کنترل موتور کنترل کرد. پاسخ تحمیلی باید برحسب مجموع تنش برشی ثابت به علاوه نوسان کننده در اجزای با بیشترین تنش سری گردنده، معمولاً قطر حداقل محور، باشد.

معمولاً، محاسبه اولین دو حالت پیچشی برای پوشش محدوده تشدیدهای به صورت بالقوه قابل توجه کافی است. برای تخمین این موارد، سیستم روتور پمپ/گردنده باید برحسب حداقل سه بدنه طراحی شود: مونتاژ محور پمپ، مراکز جفت سازی و فضاگذار، و روتور گردنده. اگر جعبه دنده در بر گرفته شد، هر دنده باید به صورت جداگانه برحسب نسبت اینرسی و دنده در نظر گرفته شود. اگر جفت سازی انعطاف پذیر به کار برده شود، سختی جفت سازی معمولاً مشابه با سختی محور

خواهد بود و باید در تحلیل آورده شود. تخمین های سختی جفت سازی پیچشی در کاتالوگ های جفت سازی آورده شده است. معمولاً محدوده ای از سختی برای اندازه جفت سازی داده شده در دسترس است بنابراین تشدید پیچشی مشکل را می تواند بدون تغییر بقیه سیستم از تشدید فرکانس خارج کرد.

روش های نظارت لرزش

رایج ترین انواع تست های لرزش در دو گروه قرار دارند:

- تست تحلیل اثر تهییج طبیعی- با فعالیت پمپ در شرایط عملیاتی پایدار مورد نظر، و جمع آوری داده ها از جفت مبدل ها در مکان های مهم به منظور تعیین بزرگی لرزش در برابر “اثرات” طیف پلات فرکانس و “گردش” اجزا (موقعیت در برابر ردیاب های زمانی در صفحه عمود بر راستای محور) به دلیل نیروهای روی دهنده به صورت طبیعی در داخل سیستم پمپ.
- گذارهای خاموشی و شروع به کار، با استفاده ثبت حرکت “میانگین اوج”- در این تست ها، اگر ممکن است پمپ را به آرامی با بالا و پایین بردن سرعت فعال کنید در حالی که تغییر اثر طیف فرکانس به دلیل پاسخ و ناپایداری های روی دهنده در سیستم پمپ در سراسر گذار را ثبت می کنید. این مشابه ثبت آبشاری است اما توسط طیف منفرد با کمک تکنیک در دسترس در بیشتر تحلیل گرها به نام “میانگین گیری اوج” به دست می آید.

میانگین گیری اوج مقدار بزرگی لرزش حداکثر به دست آمده در هر فرکانس داده شده در طول دوره ای که “میانگین گیری” انجام شده است را نگه می دارد.

به علاوه تست های رایج، تحلیل مدل آزمایشی (EMA) اطلاعاتی را به دست می دهد که برای درک و حذف مشکلات لرزش کلیدی است مخصوصاً اگر این مشکلات نتیجه تشدید باشند.

تحلیل کمکی آزمایشی، یا تست “ضربه ناگهانی”

تحلیل مدل آزمایشی روش تست لرزشی است که در آن نیروی مشخص (ثابت در همه فرکانس ها در محدوده تست) به پمپ اعمال شده و پاسخ لرزشی پمپ به صورت انحصاری به دلیل این نیرو مشاهده شده و تحلیل می گردد. EMA می تواند

فرکانس های طبیعی حلزونی، لوله کشی ترکیب شده را تعیین کند و ساختار پشتیبان می تواند به دست آید و اگر روند جمع آوری داده های ویژه به کار برده شود، EMA نیز می تواند فرکانس های طبیعی روتور در شرایط عملیات بهینه را تعیین کند. به صورت جداگانه، فرکانس های نیروهای تهییج قوی در داخل پمپ می توانند با مقایسه لرزش در برابر طیف فرکانس پاسخ نیروی مصنوعی EMA پمپ به نیروی ایجاد شده طبیعی از داخل پمپ و از سیستم و محیط متصل شده آن تعیین کرد.

ابزارهای اساسی مورد نیاز برای EMA دو تحلیل گر فرکانس تبدیل فوریز دو کاناله سریع (EFT)، میکرو کامپیوتری با نرم افزار ویژه، مجموعه ای از ردیاب های پاسخ لرزشی سل شتاب سنج ها یا ردیاب های مجاورت و ضربه زن برخورد به منظور پراکنده سازی نیروی آن در محدود فرکانسی که حدود تست را پوشش دهد هستند به صورتی که نتایج تعدادی از تست های لرزاننده ترکیب شده باشند.

ضربه زن برخورد در راس خود یک شتاب سنج دارد که برای نمایش نیروی اعمال شده کالیبره شده است. در طول تست EMA، سیگنال از شتاب سنج نیروی ورودی ضربه زن به یکی از کانال های تحلیل کننده طیف سنج فرستاده می شود و سیگنال از ردیاب پاسخ لرزش به کانال دوم فرستاده می شود. با تقسیم کانال دمو بر اول در هر فرکانس، تابع پاسخ فرکانس (FRF) پمپ و سیستم متصل به آن به دست می آید. اوج های FRF فرکانس های طبیعی هستند و پهنا و ارتفاع اوج ها نشان دهنده تعدیل هر فرکانس طبیعی است.

میانگین گیری زمان تجمعی در این تکنیک به کار رفته است تا به صورت آماری میزان سیگنال پاسخ لرزش به دلیل عدم توازن باقیمانده ثبت نشده، عدم هم تراز و نیروهای هیدرولیک به دلیل نیروی تهییج مصنوعی مشخص تولید شده توسط ضربه زن برخورد تجهیز شده، را کاهش دهد. قبلا تعیین فرکانس های طبیعی در حضور لرزش های فعال مشکلی برای تحلیل مدل بود که استفاده کاربردی آن برای دستگاه های ثابت غیرفعال در محیط های ساکت را محدود می کرد. روش جدید می تواند به دستگاه ها در هر سرعت و بار عملیاتی اعمال شود.

چندین مزیت در استفاده از روش تحلیل کمکی اثر نسبت به روش های تست لرزش سنتی تر مثل “تست لرزاننده” در یک فرکانس در هر نوبت، وجود دارد. تست EMA رایج برای تعیین مکان های فرکانس طبیعی در سراسر محدوده فرکانس مورد نظر حدود دو دقیقه زمان می برد، در مقایسه با حدود دو ساعت برای تست لرزاننده مشابه. یکصد تست یا تعداد بیشتری تست مشابه آن برای حل انواع مشکلات متعدد لرزش میدانی نیاز است. بنابراین، کاربردی است از EMA برای دسته بندی پایگاه داده تست کمکی پیچیده متشکل از طرح های FRF لرزش های کنشی در بسیاری مکان ها به دلیل ضربه در مکان انتخاب شده که نشان دهنده محل احتمالی عمل نیروی تهیج قابل توجه است، استفاده نماییم. نتیجه این دسته بندی پیش بینی صحیح فرکانس و تعدیل هر فرکانس طبیعی در داخل محدوده تست و توانایی برای ایجاد “نقشه های نمونه” متحرک از “شکل حالت” لرزش است. در برخی برنامه های کامپیوتری EMA، این اطلاعات نیز می تواند برای پیش بینی خودکار بهترین مکان برای جرم های اضافه شده، تعدیل کننده ها و سخت کننده ها به منظور حل مشکل لرزش مرتبط با حالت داده شده به کار رود.

در انجام حل مشکل لرزش، نمودارهای کلی شده که با علائم دلایل محتمل مطابقت می کند نیز می تواند برای بسیاری مشکلات رایج و ساده مفید باشد. هرچند، زیاد به این چنین لیست هایی تکیه نداشته باشید مخصوصا اگر کاربرد ابتدایی آن ها منجر به حل فوری مشکل نمی شود. مشکلات لرزش پمپ دائمی معمولا به دلیل ترکیب ناخواسته فاکتورها هستند که برخی از آن ها برای سیستم پمپ خاصی هستند مثل تشدید مکانیکی یا آوایی یا عدم هم ترازی فعالیت در حالت داغ پمپ و موتور به واسطه انحراف حرارتی لوله کشی یا پایه فولادی.

راهنماها

اندازه دهی پمپ

پمپی را انتخاب کنید که معمولا نزدیک به بهترین نقطه بازدهی پمپ کار می کند. برخلاف درک مستقیم، پمپ های گریز از مرکز در حالی که به سمت عقب فشرده می شوند تحت بارگیری و لرزش نازل کمتر قرار نمی گیرند، مگر این که خم شدن همراه با عملیات سرعت متغیر باشد. عملیات بسیار دور از BEP در هر سرعت داده شده ای، درست مشابه عملیات

بسیار بالای این نقطه، باعث عدم تطابق در زوایای برخورد جریان در پره های پروانه و پره های منتشرکننده یا زبانه های مارپیچ مراحل متنوع می شود. این کار بار روی پره ها را زیاد می کند و ممکن است حتی منجر به “تاخیر مقطع ترمودینامیکی” با شکل گیری مرتبط گرداب های شدید (تورنادوهای مینیاتوری) شود که می توانند به شدت کل سیستم روتور را بلرزاند و حتی می توانند منجر به فرسودگی شانه ها یا صفحات منتشرکننده یا “تکیه گاه های قوی” شوند. بارهای جانبی پایدار پروانه که در جریان های زیر محل آغاز گردش مجدد مکش یا تخلیه رو می دهد منجر به احتمال قوی اصطکاک ها و بارهای روتور اضافی می شود و می تواند به بلبرینگ صدمه بزند. بسیاری تاسیسات تجهیزاتی را خریداری می کنند که ظرفیت بیشتری از میزان مورد نیاز دارد تا اجازه انبساط محصول بعدی را بدهد اما در انجام این کار سال ها عملکرد غیرپایای ماشین آلات به صورت بالقوه پایا را تضمین می کند. هرگز پمپ را برای دوره طولانی در جریان زیر “جریان پیوسته حداقل” که توسط تولیدکننده مشخص شده است فعال نکنید. همچنین، جریان ممکن است فقط براساس پرهیز از فلاش کردن و نه براساس آغاز گردش مجدد باشد و باید توسط تولیدکننده دوباره کنترل شود.

اندازه گیری و تفسیر پارامتر پمپ

اندازه گیری های زیر به عنوان حداقلی برای نگهداری پیش گویناه یا حل مشکل لرزش هر نوع پمپ پیشنهاد شده اند:

- سطح لرزش در هر دو محفظه بلبرینگ در پمپ، و در محفظه بلبرینگ جانب پمپ (یعنی “به سمت داخل”) در گردنده در مسیرهای عمودی، افقی و محوری چقدر است.
- عملکرد هیدرولیک چطور با طراحی مقایسه می شود. به بیان دیگر، برای سرعت و ظرفیت داده شده (یعنی سرعت جریان)، ارتفاع فشاری جبران شده حرارتی پمپ چقدر به منحنی تهیه شده توسط تولیدکننده، مخصوصا مجاور BEP طراحی، نزدیک است. آیا ارتفاع فشاری و ظرفیت وقتی اپراتور سعی می کند پمپ را در سرعت ثابت نگه دارد، پایدار است؟ آیا موتور یا گردنده توربین بخار برای فراهم آوری توان بیشتر از حد انتظار مورد نیاز است؟
- دمای پوسته بلبرینگ، خروجی روان کننده یا مخزن، حداقل به صورت تقریبی، چقدر است؟
- آیا فشار مکش در نقطه عملیاتی داده شده ثابت است و بسیار بالای نیازمندی های NPSH است.

- آیا نویزهای غیرمعمول در شرایط عملیاتی خاص وجود دارند و اگر این طور است فرکانس های اصلی آن ها، به صورت مشخص شده توسط میکروفون و وارد شده در تحلیل کننده لرزش، چیست

برای پمپ های چند مرحله ای، به صورت خاص، تدابیر زیر نیز پیشنهاد می شود:

- لرزش محور متناسب با محفظه نزدیک هر بلبرینگ با استفاده از ردیاب های مجاورت نصب شده دائمی در هر محفظه بلبرینگ به منظور نظارت جابجایی عمودی، افقی و محوری
- موقعیت محوری ثابت یا “DC” محور متناسب با محفظه نزدیک بلبرینگ محوری (ردیاب مجاورت لرزش محوری می تواند برای این مورد به کار رود)
- سرعت نشت نظارت شده و دماهای خروجی در خط خارج از نشت دستگاه متوازن سازی محوری (در صورت موجود) و تغذیه خنک کننده عایق یا خطوط روان سازی (در صورت وجود) چیست
- آیا هر ذره ساینده یا آلاینده در مایع پمپ شده در نمونه گرفته شده از روان کننده براساس پایه مشترک، مشخص است
- فرکانس های طبیعی محور پمپ و حلزونی چیست و پاسخ لرزش به بارگیری واحد نزدیک بلبرینگ در این فرکانس ها چیست، به صورتی که توسط تحلیل کمکی آزمایشی در صورت وجود تعیین شده است

VFDها- مناسب برای انرژی، چالشی برای پایایی

در طول راه اندازی سیستم، نقص مشخصات لرزش یک مشکل رایج، مخصوصا در سیستم های با سرعت متغیر است که در آن احتمال فرکانس نیروی تهییج برابر با فرکانس طبیعی ارتقا یافته است. در حل مشکل لرزش، ابتدا عدم توازن، سپس هم تراز و سپس تشدید فرکانس طبیعی را بررسی کنید زیرا دلایل به این ترتیب هستند. در مورد تشدید، تست اثر کمکی بسیار موثر است و روش تایید شده یافتن سریع دلیل برای تشدید است بنابراین می تواند به صورت دائم در محل قرار داده شود. استقرارهای رایج شامل مهاربندی یا اضافه کردن متناوب وزن به نواحی با حرکت لرزشی حداکثر است. تست مدل به بهترین شکل در حالی انجام می شود که دستگاه فعال باشد، بنابراین بلبرینگ ها و عایق ها “شارژ” شده و روتور را به روش

رایج شرایط عملیاتی پمپ پشتیبانی می کنند. سعی کنید مطمئن شوید تولید کننده شما یا هر مشاور شخص ثالثی که استخدام کرده اید ظرفیت انجام تست های “ضربه” را در حال فعالیت پمپ دارد.

در زمینه پاسخ پیچشی، که در بالا بحث شد، باید در زمان کار با سیستم های دارای گردنده های با فرکانس متغیر (VFD) احتیاط کرد. این مورد مخصوصا برای پمپ های عمودی صادق است که از نظر ساختاری انعطاف پذیر بوده و تمایل به داشتن فرکانس های طبیعی نزدیک یا حتی زیر سرعت عملیاتی اوج دارند. در کنار روش فرکانس های تهییج در محدوده وسیع و افزایش شانس سرعت کار مطابق با سرعت این فرکانس های طبیعی، کنترل کننده های VFD تهییج های جدیدی را در ضریب “پالس کنترل” سرعت کار موتور فراهم می کنند که به صورت معمول در $\times 6$ و $\times 12$ است و اغلب در مضرب های کل کسر نیز هست. تولیدکننده های کنترل می توانند این فرکانس ها و قدرت نوسان گشتاوری مرتبط با آن ها را پیش بینی کنند.

سوابق موردی

شناسایی و راه حل مشکل لرزش سیستم کمپلکس با استفاده از تست کمکی

یک پالایشگاه نفت بزرگ مشکل نقص جدی جعبه دنده داشت که همراه با نویز با دامنه بالای شدید متجاوز از استانداردهای OSHA و در برخی پمپ های آب سرویس دهنده بود. این پمپ ها با سرعت متغیر توسط توربین بخاری از طریق جعبه دنده زاویه راست ۱:۱ و میله متحرک توخالی حرکت داده می شدند. در طی چندین سال بعد از نصب، متخصصین زیادی در زمینه پمپ، توربین و تولیدکننده های دنده و از شرکت های مشاور مستقل با عدم موفقیت تلاش در استفاده از تست اثر لرزش (و گاهی تحلیل FEA) برای درک و ترمیم این مشکل داشتند. جایگزینی جعبه دنده ها با مدل های با دقت ساخته شده تا محدوده های انحراف سخت گیرانه تر اثری نداشت. تصور این بود که مشکل شامل سرعت بحرانی پیچشی، تهییج شده در اثر فرکانس موج داخلی دنده، بود. هرچند، تست پیچشی توسط یکی از نویسندگان انجام شد و مشخص شد همه فرکانس های پیچشی سیستم روتور نزدیک به مقادیر پیش بینی شده خود بودند و نزدیک سرعت عملیاتی منفرد واحد نبودند.

تست کمکی اثر در همه بخش های ساکن در معرض و نیز اجزای دورانی، با استفاده از روش میانگین گیری زمان تجمعی که در بحث بالا مطرح شد، انجام گردید. هیچ یک از نتایج نشان دهنده حضور فرکانس طبیعی نزدیک به فرکانس موج داخلی دنده تهییج شده نبود تا وقتی که میله متحرک توخالی چهار فوتی در حال کار تست اثر شد. نتایج تست تعجب آور نشان داد که محور توخالی، در زمان داشتن گشتاور، “حالت زنگی” تقریباً به صورت دقیق در فرکانس موج داخلی جعبه دنده را دارا می باشد. شکل حالت فرکانس طبیعی تهییج شده به این صورت بود که محور خالی با استهلاک ارتعاشی بسیار اندکی به شکل بیضوی در می آمد که باعث می شد طول محور در حالی بیضوی شده دایره ای مقطع عرضی، نوسان کند. تحلیل بعدی نشان داد که حرکت محوری ناخواسته از طریق “اثر سوپسن” بود که بیان می کند وقتی جزئی را در مسیری می کشید، به صورت خودکار در همان زمان در یک مسیر منحرف می شود. توسط تست نشان داده شد نیروی گردنده بار پیچشی و محوری ترکیب شده از موج داخلی بول/پینیون باشد. میله متحرک با گریس پر شد تا این لرزش غیرمعمول را تعدیل کند. نوپز جعبه دنده با فاکتور ۱۰ افت کرد و همه مشکلات جعبه دنده متوقف شد.

راه حل مشکل پایایی با ترکیب دقیق تحلیل روتوردینامیک با تست

برای هشت سال نیروگاهی از نقص مزمن پمپ تغذیه دیگ بخار رنج می برد، از زمانی که واحد از بار پایه به بار تعدیل شده تغییر داده شده بود. طولانی ترین زمان دوام پمپ محرک توربین بین پیاده سازی المان اصلی روتور، پنج ماه بود. بدترین سایش در جانب داخلی پمپ روی داد. توربین صدمه ندیده بود. پمپ OEM براساس تست اثر لرزش دقیق و تحلیل هیدرولیک بعدی نتیجه گرفت که لوازم داخلی پمپ به اندازه کافی با عملیات بار جزئی مطابقت نداشتند و جایگزینی المان روتور با طراحی ویژه مهندسی شده جدید، با هزینه بسیار قابل توجه، را پیشنهاد داد. اگرچه مشکل برخی مشخصات سرعت بحرانی را نشان می داد، OEM دو تاسیسات هر دو مطمئن بودند که این نمی تواند مشکل باشد زیرا تحلیل روتوردینامیک استاندارد نشان داد که فاکتور ایمنی بین سرعت کاری و سرعت های بحرانی پیش بینی شده روتور بیشتر از فاکتور دو بود. هرچند، ریسک اقتصادی مرتبط با داشتن “اعتماد کورکورانه” به تحلیل های هیدرولیک و روتوردینامیک قابل توجه بود. در زمینه جبران OEM برای طراحی و پرسنل نگهداری تاسیسات و هزینه های عملیاتی مرتبط با نصب طراحی جدید، نمایش مالی ترکیبی OEM و تاسیسات حدود ۵۰۰/۰۰۰ میلیون تومان بود.

تست لرزش ضربه با استفاده از روند میانگین گیری زمان تجمعی که در بالا به آن اشاره شد به صورت تعیین کرد یکی از سرعت های بحرانی روتور بسیار دور از آن چیزی بود که پیش بینی می شد و در حقیقت در محدوده سرعت کاری قرار گرفته بود. تست بیشتر نشان داد که این سرعت بحرانی به نظر تنها دلیل مشکلات پایایی پمپ است. تکرارهای “مفروض” با استفاده از مدل کامپیوتری روتوردینامیک OEM نشان داد که فرکانس طبیعی روتور خاص و شکل انحراف حالت روتور می تواند به بهترین شکل با عملیات نامناسب بلبرینگ انتهای گردنده توضیح داده شود. بلبرینگ برداشته شد و کاملاً بررسی گردید و مشخص شد فضای خالی بحرانی بسیار دور از مقدار مورد نظر داشته باشد چرا که مشکل نقشه کشی در طرح بلبرینگ وجود داشت و هر بار بلبرینگ تعمیر شده یا جایگزین می گردید عیناً منتقل می شد. نصب بلبرینگ ساخته شده به صورت صحیح منجر به تغییر مشکل سرعت بحرانی روتور به نزدیک مقدار مورد انتظار شد که بسیار دور از محدوده سرعت عملیاتی بود. پمپ از آن به بعد برای سال ها بدون نیاز به پیاده سازی برای تعمیر کار کرد.

عدم هم ترازی ایجاد شده در اثر بار نازل

پمپ تک مرحله ای مکش دوتایی بزرگ، با قطر پروانه چهار فوت (بیشتر از ۱ متر) و سرعت کاری ۶۰۰ دور در دقیقه، با پره پروانه بسته/فضای خالی زبانه مارپیچ طراحی شد تا به سطح بازدهی بسیار بالایی در تاسیسات برسد که در آنجا انرژی مطلوب بود. در طول نصب، مشخص شد که سطوح لرزش به اندازه فضاهای خالی در رینگ های سایشی (۲۵ میل، یا ۰.۶ میلیمتر، از نظر قطری)، با جزء اصلی در سرعت کاری، بالا بودند. هیچ احتمالی در زمینه تشدید در این پمپ وجود نداشت زیرا فرکانس های طبیعی محور و محفظه بلبرینگ بالای تهیج های ۱× و ۲×، و تهیج ۳× به دلیل تقارن جریان مکش بودند که در پمپ های این نوع رایج است. فرکانس عبور پره ۴۲۰۰ cpm تا حد زیادی در فرکانس های طبیعی تعدیل شده غیر بحرانی اول و دوم به ترتیب به اندازه های ۲۸۵۰ و ۱۹۰۰۰ cpm حذف شد.

دلیل لرزش بالا عدم هم ترازی ۳۵ میلی در جفت سازی به دلیل تجاوز از سطح API 610 بار هیدرولیک در فلانچ تخلیه پمپ بود. تخلیه ۴۸ اینچی (۱.۲ متر) در لبه اتصال بسط لوله کشی، بدون گره های میله در محل در طول لبه به منظور حمل فشار محوری ایجاد شده، داشت. بعد از حذف نیروهای لوله کشی از طریق دیواره متصل به زمین که به فلانچ تخلیه پیچ شده بود، سطوح لرزش بزرگ ۱× و ۲× تا مقادیر قابل پذیرش در هر API 610 کاهش یافتند.

نتیجه گیری

مسائل دستگاهی مثل اثرات بار نازل و روندها برای کنترل حلزونی پذیرش لرزش به نظر می تواند به صورت فرینده آیی ساده باشد. در واقعیت، رسیدن به نتیجه درست متناسب با بسیاری مسائل وابسته مرتبط با انتخاب و عملیات پمپ گریز از مرکز نیازمند آموزش و تجربه است.

- تحلیل ماشین آلات “به صورت مستقیم”، پیش از نصب و به صورت کامل پیش از خریداری. اگر گروه داخلی برای انجام این کار ندارید، مشاور شخص ثالثی را استخدام کنید. هرچند، کنترل های “دقیق” و تحلیل های ساده که شما، به عنوان غیرمتخصص، می توانید برای خود انجام دهید وجود دارد.
- درباره اندازه پمپی که باید بخرید در برابر آنچه واقعا برای فرابری خود به آن نیاز دارید و سیستم پمپ کردن آن، بسیار دقیق باشید. پمپ های با اندازه بسیار بزرگ که بعد باید بسیاری از زمان عملیاتی خود را با بارگیری جزئی کار کنند، نخرید.
- در ارزیابی و کنترل بارهای لوله کشی بسیار دقیق باشید. اتصالات انبساطی ممکن است مقداری انبساط حرارتی را نشان دهند که فقط منجر به فشار هیدرولیک بزرگ شده و موقعیت را به جای بهتر شدن، بدتر می کند.
- در مورد روتور دینامیک، نظارت هم تراز و تست تشدید فرکانس طبیعی، استفاده از ابزارهای کامپیوتری با احتمال زیاد منجر به تصمیم گیری های درست نسبت به تکنیک های “دستی” سنتی تر می شود.

نامگذاری

BEP = نقطه بهترین بازدهی عملیاتی پمپ

C = فضای خالی شعاعی در شکاف عایق کاری (اینچ یا میلیمتر)

c = ثابت تعدیل (lbf-s / اینچ یا نیوتن-ثانیه/میلیمتر)

D = قطر محور (اینچ یا میلیمتر)

E = قدرمطلق الاستیک یا قدرمطلق یانگ (psi یا نیوتن/میلیمتر)

EMA = تحلیل کمکی آزمایشی

F = نیرو (lbf یا نیوتن)

FEM = روش المان متناهی

FRF = تابع پاسخ فرکانس

f = فرکانس (چرخه ها در هر دقیقه، cpm، یا چرخه ها در هر ثانیه، Hz)

f_n = فرکانس طبیعی (چرخه ها در هر دقیقه، cpm، یا چرخه در هر ثانیه، Hz)

g_c = واحد گرانشی (۳۸۶ اینچ/ثانیه یا ۹۸۰۰ میلیمتر/ثانیه)

I = گشتاور اینرسی مساحت (اینچ یا میلیمتر)

k = ثابت اسپرینگ (lbf/اینچ یا نیوتن/میلیمتر)

L = طول محور (اینچ یا میلیمتر)

M = گشتاور خمشی (اینچ-lbf یا نیوتن-میلیمتر)

m = جرم (lbm یا کیلوگرم)

N = سرعت دورانی محور (دورها در دقیقه، rpm)

t = زمان (ثانیه)

V = بزرگی سرعت لرزشی، اوج (اینچ/ثانیه یا میلیمتر/ثانیه)

X = بزرگی جابجایی لرزش، اوج (میلی یا میلیمتر)

x = جابجایی لرزش لحظه ای از توازن (میلی یا میلیمتر)

v = سرعت فوری لرزش (اینچ/ثانیه یا میلیمتر/ثانیه)

a = شتاب لحظه ای لرزش (اینچ/ثانیه یا میلیمتر/ثانیه)

α = ضریب انبساط حرارتی

δ = بزرگی جابجایی لرزشی، انج به انج، یا انحراف محور (میلی یا میلیمتر)

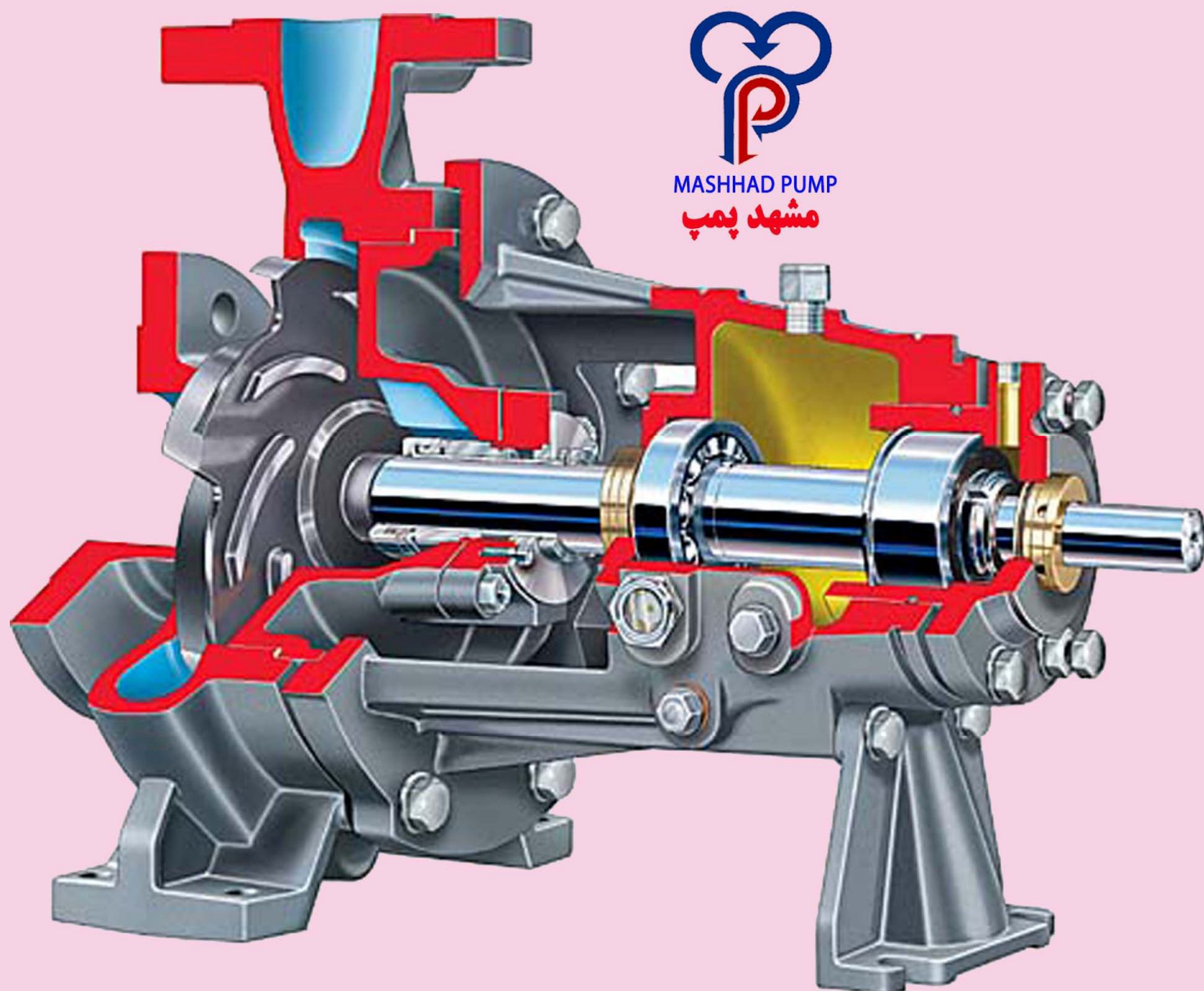
Δ = جابجایی خمشی محور (میلی یا میلیمتر)

σ = تنش خمشی محور (psi یا نیوتن/میلیمتر)

ρ = چگالی (lbm/اینچ یا کیلوگرم/میلیمتر)

w = فرکانس لرزشی (رادیان/ثانیه)

w_n = فرکانس طبیعی خمش اولیه محور (رادیان/ثانیه)



آدرس کارخانه : مشهد - کیلومتر ۵ بزرگراه آسیایی - کدپستی ۰۲۸ تلفن : ۰۵۱-۳۶۵۱۶۶۱۶