

بررسی نقش ضربان فشار در لرزش ماشین‌های رفت‌وبرگشتی

غلامرضا راشد استادیار دانشگاه صنعت نفت آبادان دانشکده شهید تندگویان g.rashed@put.ac.ir	احسان ولی‌پور* دانشجوی کارشناسی ارشد بازرسی فنی دانشگاه صنعت نفت آبادان ehsanvalipour@yahoo.com	علیرضا علیزاده عطار استادیار دانشگاه صنعت نفت آبادان دانشکده شهید تندگویان attar@put.ac.ir
---	---	---

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۱۲/۲۱

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۱۱/۲۸

چکیده

لرزش ماشین‌های رفت‌وبرگشتی، خصوصاً کمپرسورهای در حال بهره‌برداری و یا حتی تازه‌نصب‌شده، از جمله مشکلات شایع، پرهزینه و نسبتاً پیچیده صنعت نفت‌وگاز محسوب می‌شود. مطالعه ماهیت عملکرد این دسته از ماشین‌ها به کمک تلفیق مباحثی از دانش ارتعاشات و دینامیک سیالات می‌تواند برای ریشه‌یابی علت اغلب این لرزش‌ها راهگشا باشد. در این مقاله، ضمن آشنایی با پدیده ضربان فشار^۱ و عوارض جانبی آن، که خاصیتی ذاتی و برجسته در این دسته از ماشین‌هاست و در شرایط خاص می‌تواند عامل اصلی لرزش باشد، سعی شده است تا در مراحل طراحی و بهره‌برداری تدابیر لازم جهت پیشگیری و کنترل لرزش این دسته از ماشین‌ها معرفی شود و از این رهگذر، ضمن کاهش هزینه‌های چشمگیر نگهداری و تعمیرات، دقت اندازه‌گیری‌های فرایندی^۲ را نیز افزایش یابد.

واژگان کلیدی: ضربان فشار، نیروی لرزاننده، تشدید هارمونیک، تشدید آکوستیکی، کنترل ضربان

۱. مقدمه

برهم‌نهی این امواج با سیال در حال گذر از مسیر لوله‌کشی،

بازدهی و انعطاف‌پذیری بالای کمپرسورهای رفت‌وبرگشتی لزوم استفاده از این دسته از کمپرسورها را در صنعت نفت‌وگاز توجیح می‌کند، اما در مقابل هزینه‌های تعمیراتی این ادوات، گاه تا سه برابر انواع دیگر است؛ علت آن را نیز باید در استعداد ذاتی لرزش آنها دانست. حرکت رفت‌وبرگشتی پیستون به‌همراه عملکرد متناوب شیر یا سوپاپ‌های مکش و تخلیه، سبب تولید امواج فشاری در مسیر چندراهه‌ها^۳ و لوله‌کشی متصل به آن می‌شود. این امواج با سرعت صوت در سیال فرایندی انتشار می‌یابند.

سبب ایجاد افت‌وخیزهای ناگهانی فشار در سیال می‌شود که به ضربان فشار موسوم است. استخراج و بررسی سیگنال‌های فشار ایجادشده در یک سیستم تقویت فشار، هسته اصلی مطالعه ضربان فشار^۴ است. از سوی دیگر، با مطالعه و در دست داشتن فرکانس‌های طبیعی سازه (شامل ادوات دوار و سایر تجهیزات فرایندی) می‌توان اثر لرزشی سیگنال‌های فشار را بر اجزای مدار تقویت فشار مطالعه کرد. طراح یا مهندس تعمیرات با ملاحظه

مشخصات سیال فرایندی و سرعت و توان ماشین و نیز هندسه سازه سعی می‌کند ضمن رعایت حداقل افت فشار، راهکارهایی برای کاهش و کنترل آثار منفی ضربان فشار پیشنهاد کند و در این رهگذر، بی‌شک می‌بایست از نرم‌افزارهای مدل‌سازی هندسی سازه، آنالیز مودال و شبیه‌سازی جریان ناپایدار سیال بهره‌بردار و در مقاطعی نیز از ابزارهای مناسب اندازه‌گیری فشار دینامیکی در مسیر گذر سیال استفاده نماید. در این راستا، رعایت نیازمندی‌ها و راهبردهای آخرین ویرایش از استاندارد نفتی ای. پی. آی. ۶۱۸^۵ در کسب نتایج واقعی‌تر کمک شایانی می‌نماید. البته تجربه و تحقیقات ارزنده دیگر مجموعه‌ها و شرکت‌ها، که به‌طور تخصصی در این زمینه فعالیت می‌کنند، نیز مرجع مناسبی خواهد بود. این مقاله با ملاحظات فوق و با محوریت کمپرسورهای رفت‌وبرگشتی نگاشته شده است. لازم به‌ذکر است که مباحث ارائه‌شده در این مقاله، به‌دلیل تشابه مبانی علمی و عملی، می‌تواند در مطالعه لرزش پمپ‌های رفت‌وبرگشتی و با تغییرات اندکی برای سایر ماشین‌های جابه‌جایی مثبت مورد استفاده قرار گیرد.

۲. تولید ضربان فشار

فشار منفی و مثبتی که در نیم‌سیکل مکش - تخلیه از حرکت پیستون تولید می‌شود، پس از باز شدن شیرهای مربوطه، با سرعت صوت در سیال منتشر و سبب افت‌وخیزهایی در فشار و جریان سیال در مسیر لوله‌کشی می‌شود. طول موج فشاری مذکور با استفاده از رابطه ۱ محاسبه می‌شود:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1)$$

به‌طوری‌که در این رابطه c سرعت موج در محیط سیال برحسب متر بر ثانیه و f فرکانس رفت‌وبرگشتی یا دور روتور برحسب هرتز است. البته باید توجه داشت که در این مورد، دور روتور همان دور میل‌لنگ است که در ماشین‌های تک‌سرعتی مساوی با دور موتور خواهد بود. نکته دیگر

اینکه در سیلندرهایی دو عملکردی^۶، فرکانس رفت‌وبرگشتی دو برابر دور روتور است. سرعت صوت در سیال به عواملی چون دما بستگی دارد، لذا در اختیار داشتن اطلاعات دقیق فرایندی نقش تعیین‌کننده‌ای در مطالعه ضربان فشار پیدا می‌کند. با استفاده از رابطه ۲ سرعت صوت در محیط گازی به‌دست می‌آید:

$$c = 223 \sqrt{\frac{KT}{M}} \quad (2)$$

به‌طوری‌که در این رابطه c سرعت صوت برحسب فوت بر ثانیه، K نسبت حرارت‌های ویژه گاز، T دمای مطلق گاز برحسب درجه رانکین و نهایتاً M وزن مولکولی گاز برحسب گرم است [۱]. لازم به‌ذکر است که مقدار فوق مربوط به سرعت موج فشاری است، حال آنکه سرعت سیال به‌دلیل محدودیت‌های فرایندی، لوله‌کشی، خوردگی و حتی ایمنی (یعنی احتمال ایجاد جرقه الکترواستاتیکی)، برای مایعات حداکثر ۱۰ متر بر ثانیه و برای گازها حداکثر ۲۵ متر بر ثانیه می‌باشد [۲].

۳. دامنه زمانی و طیف فرکانسی سیگنال ضربان

فشار

چون ضربان فشار تحت تأثیر عواملی چون اینرسی پیستون، عملکرد شیرها، هندسه چنדרاها و جز این‌هاست، موج‌های منتشرشده از نوع سینوسی خالص نمی‌باشند (شکل ۱). سیگنال این امواج در دامنه زمانی می‌تواند منبعی برای مطالعه مقدار بیشینه و کمینه فشار در یک دوره تناوب و حتی نحوه عملکرد شیرهای مکش و تخلیه باشد. اختلاف میان بیشینه و کمینه^۷ فشار در سیگنال دامنه زمانی موج، در یک دوره تناوب، به‌عنوان معیار اندازه ضربان فشار تعریف شده است که با واحد پوند بر اینچ مربع یا کیلوپاسکال بیان می‌شود. برای مطالعه بیشتر ضربان می‌بایست سیگنال آن را به مؤلفه‌های فرکانسی تشکیل‌دهنده‌اش تجزیه کرد. این عمل به‌دلیل تکرار منظم سیگنال، به‌کمک تبدیل سری فوریه و با در نظر گرفتن فرکانس رفت‌وبرگشتی به‌عنوان فرکانس پایه و ضرایب صحیح آن ($IX, 2X, 3X, \dots$)، که هارمونیک نامیده می‌شوند، قابل انجام

است که در خطوط حاوی سیال قابل انفجار یا اشتعال می‌بایست از حسگرهای ضدانفجار^{۱۱} استفاده کرد.

۵. انتشار و انعکاس ضربان

ضربان‌های تولیدشده به‌طور پیوسته در مسیر فرایندی منتشر می‌شوند و در مقاطعی که ناپیوستگی‌هایی وجود داشته باشد، نظیر تغییر در سطح مقطع مجرای گذر سیال (مانند کاهنده‌ها، سراهی‌ها، شیرهای بسته‌شده یا نیمه‌باز)، و یا حتی در مقاطعی که تغییرات نسبتاً محسوسی در چگالی سیال رخ دهد، انعکاس موج اتفاق می‌افتد. میزان این انعکاس، تابعی از شدت ناپیوستگی است و با آن رابطه مستقیم دارد. موج انعکاس یافته در برهم‌نهی با موج‌های اولیه می‌تواند سبب افزایش یا کاهش دامنه^{۱۲} سیگنال برآیند گردد. امپدانس آکوستیکی^{۱۳} - که نشان‌دهنده میزان انعکاس است - از رابطه ۳ به‌دست می‌آید:

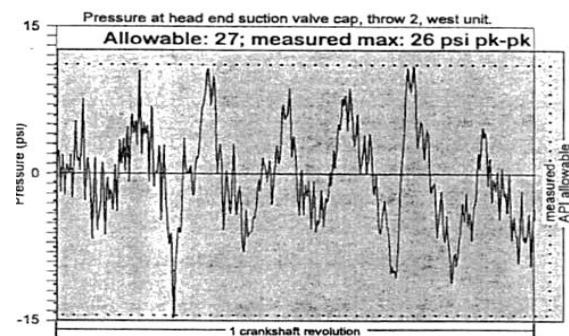
$$Z = \frac{\rho c}{A} \quad (3)$$

به‌طوری‌که در این رابطه ρ چگالی سیال یا محیط برحسب کیلوگرم بر متر مکعب، c سرعت صوت در آن محیط برحسب متر بر ثانیه و نهایتاً A سطح مقطع گذر سیال برحسب متر مربع است. یادآور می‌شود که ضربان فشار از شیر مکش سیلندر به شیر تخلیه یا بالعکس منتقل نمی‌شوند و علت آن، عدم بازبودن دریچه‌های مکش و تخلیه به‌طور هم‌زمان است. در واقع سیلندر به‌عنوان پایانه انتشار آکوستیک عمل می‌کند.

۶. آثار منفی ضربان فشار

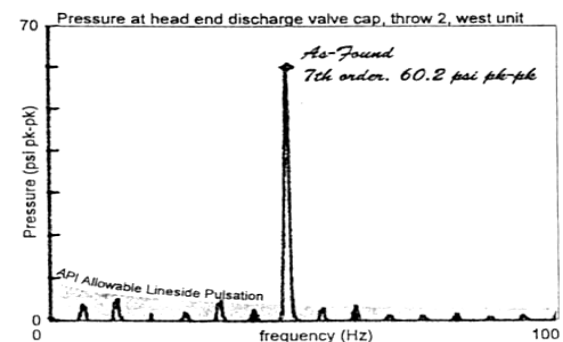
از دیدگاه نظری، در یک لوله با طول بی‌نهایت، ضربان‌های فشار به‌مراتب قوی، که از حد خستگی ماده لوله‌کشی تحت تنش حلقوی^{۱۴} فراتر نرود، چندان هم مخرب نیستند، اما در واقعیت به‌دلیل تغییر هندسه و جهت در لوله‌کشی صنعتی، این ضربان‌ها سبب ایجاد آثار جانبی می‌شوند که ضرورت کنترل ضربان فشار را توجیح می‌نماید. این آثار به‌ترتیب عبارت‌اند از [۵]:

است. باید در نظر داشت که بهره‌گیری از طیف فرکانسی در نگه‌داری و تعمیر ماشین‌آلات دوار جهت تشخیص عملکرد ماشین‌ها، بسیار کاربردی‌تر و گویاتر از سیگنال‌های دامنه زمانی است؛ زیرا هر فرکانس بیانگر یا مرتبط با یک واقعیت سیستماتیک است [۴]. در عمل، استخراج طیف فرکانسی توسط دستگاه‌های تحلیلگر تبدیل سریع فوری^{۱۵} در کسری از ثانیه صورت می‌گیرد. این دستگاه‌ها از لوازم ضروری پایش وضعیت^۹ ماشین‌آلات دوار می‌باشند.



شکل ۱. سیگنال یک ضربان در دامنه زمانی

(یک دوره تناوب) [۳]



شکل ۲. طیف فرکانسی سیگنال شکل ۱

پس از تبدیل به کمک سری فوری^{۱۵} [۳]

۴. اندازه‌گیری ضربان

برای اندازه‌گیری و ثبت ضربان فشار باید از حسگرهای فشار دینامیکی (پیزوالکتریک)، که سرعت نمونه‌برداری بالایی دارند، در مسیر سیال و دیگر نقاط مناسب استفاده کرد. خروجی این حسگرها را نیز با دستگاه مناسب نظیر نوسان‌سنج^{۱۶} دریافت و تحلیل نمود. ذکر این نکته ضروری

۱. افت فشار اضافی (به دلیل ایجاد مؤلفه دینامیکی جریان)
۲. جریان غیریکنواخت سیال (عدم دقت در اندازه گیری)
۳. بازدهی کمتر کمپرسور یا پمپ به دلیل کاهش بازدهی حجمی^{۱۵}
۴. ایجاد ارتعاش یا لرزش در سازه و شکستن تکیه گاهها و شل شدن دوره‌ای پیچ و مهره‌ها

نخست، درباره موارد اول تا سوم، توضیحات مختصری ارائه می‌شود و پس از آن مورد چهارم، که مبحث اصلی این مقاله است، بررسی می‌گردد تا پیوستگی مطالب حفظ شود.

۶-۱. افت فشار اضافی^{۱۶}

سیال در حال گذر از مسیر لوله کشی ماشین رفت و برگشتی، دارای دو مؤلفه سرعت پایا و پویا^{۱۷} می‌باشد که مؤلفه دوم متأثر از ضریب فشار است. بنابراین افت فشار کلی سیستم از مجموع افت پایا و افت پویا و براساس رابطه ۴ به دست می‌آید [۶]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} k \rho v_0^2 + \frac{1}{2} k \rho \left(\frac{1}{2} \sum v_i^2 \right) \quad (4)$$

به طوری که در این رابطه v_i دامنه هارمونیکها در طیف سرعت و k ضریب مقاومت لوله در برابر جریان سیال است. بی شک، بدون در نظر گرفتن مؤلفه پویای سرعت سیال، محاسبه افت فشار واقعی خطا خواهد داشت. لذا استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸ در ویرایش پنجم، با ملاحظه این مؤلفه، محدوده قابل قبول افت فشار را دو برابر می‌کند تا مقدار این افت را هم در معیار پذیرش لحاظ کرده باشد.

۶-۲. عدم دقت در اندازه گیری دبی جریان

به دلیل افت و خیز سریع فشار و به دنبال آن، دبی خروجی از کمپرسورها و پمپ‌های رفت و برگشتی، دستگاه‌های اندازه گیری معمولی نمی‌توانند مقدار دقیق دبی جریان را نشان دهند و در عوض مقدار متوسط دبی را نمایش می‌دهند؛ مقداری که همواره کمتر از مقدار واقعی است. لذا در مواقعی که تنها عامل تعیین کننده میزان نفت یا گاز صادر شده برای فروش، مقادیر نشان داده شده توسط این

نوع دستگاهها باشد، برای فروشنده ضرر و زیان قابل توجهی به دنبال خواهد داشت. محدودیت استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸ برای خطای اندازه گیری ناشی از ضریب فشار در شرایط غیرحفاظتی^{۱۸} حداکثر ۱ درصد و در شرایط حفاظتی^{۱۹} حداکثر ۰/۱۲۵ درصد می‌باشد.

۶-۳. کاهش بازدهی حجمی

بازدهی حجمی کمی است که نسبت ظرفیت اسمی سیلندر به حجم جابه جایی پیستون را نشان می‌دهد و عملاً به خاطر خلاصی حرکت اولیه پیستون تا شروع مکش یا شروع تخلیه، همواره کمتر از ۱۰۰ درصد می‌باشد. حال اگر اثر ضریب فشار، که سبب افت و خیز ناگهانی فشار می‌شود، نیز وارد عمل گردد، موجب باز یا بسته شدن پیش از موعد شیرها شده، ظرفیت مکش یا دهش را کمتر از ظرفیت اسمی سیلندر خواهد نمود.

۶-۴. ضریب فشار به عنوان عامل لرزش^{۲۰}

خاصیت موجی بودن ضریب، آثاری جانبی به همراه دارد؛ آثاری که هر یک به تنهایی و یا همراه با هم می‌توانند عامل ایجاد لرزش در موقعیت‌های گوناگون از مدار تقویت فشار شوند. در ادامه به تشریح از این آثار جانبی می‌پردازیم.

۶-۴-۱. نیروی لرزاننده^{۲۱}

اختلاف دامنه سیگنال ضریب فشار در دو انتهای یک برش فرضی از مسیر عبور سیال، سبب پیدایش نیروهای نامتعادلی می‌شود که به دلیل تناوب تغییر مداوم، لرزش‌های مکانیکی را در آن برش ایجاد می‌کنند. لذا انتخاب طول مناسب در لوله کشی، تغییر مقطع حساب شده و کاهش دامنه ضریب فشار به رفع این معضل کمک می‌کند. اگرچه ویرایش چهارم از استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸ محدوده مجازی برای نیروی لرزاننده در نظر نگرفته، اما در ویرایش پنجم به آن پرداخته است. محدودیت این نیروها مستقیماً به حد خستگی ماده لوله کشی و فرکانس لرزشها بستگی دارد. ضمناً جدول ۱ نیز می‌تواند به عنوان معیار مناسبی در

این زمینه به کار گرفته شود [۸]. در مواردی که سعی می‌شود با افزایش قطر لوله یا مخزن مقدار ضریبان کاهش یابد، این نکته را نباید از خاطر دور نگاه داشت که به دلیل افزایش سطح مؤثر، نیروی لرزاننده نیز تقویت خواهد شد.

جدول ۱. محدوده مجاز نیروی لرزاننده [۸]

حداکثر نیروی مجاز به‌ازای هریک از تکیه‌گاه‌های پایپینگ متصل به لوله مستقیم		
نوع قید یا تکیه‌گاه	$f < 0.8 f_{mnf}$	$f \geq 0.8 f_{mnf}$
تکیه‌گاه متصل به زمین ^{۲۲}	$100 \times NPS$	$10 \times NPS$
تکیه‌گاه متصل به سازه فلزی مرتفع ^{۲۳}	$50 \times NPS$	$5 \times NPS$

f_{mnf} فرکانس طبیعی مکانیکی و NPS قطر اسمی لوله برحسب اینچ است

لذا طراح می‌بایست با انتخاب طول‌های مناسب در لوله‌کشی، از ایجاد چنین پدیده‌ای جلوگیری کند. در مقاطعی با دو انتهای بسته (همچون یک مخزن) و یا دو انتهای باز (مثل یک لوله) فرکانس طبیعی آکوستیکی برابر است با:

$$F_{ANF} = \frac{nc}{2L} \quad (5)$$

و در مقاطعی با یک انتهای بسته و یک انتهای باز (نظیر یک انشعاب منتهی به شیر بسته) برابر است با:

$$F_{ANF} = \frac{(2n-1)c}{4L} \quad (6)$$

به‌طوری‌که در این روابط c سرعت صوت در محیط، L طول مسیر (لوله) و n مضارب طبیعی ۱، ۲، ۳ و ... می‌باشد.

۶-۴-۳. تشدید هارمونیکی^{۲۷}

در صورت نزدیک‌شدن یا منطبق‌شدن فرکانس پایه ضریبان فشار یا هارمونیک‌های آن به فرکانس‌های طبیعی سازه کمپرسور و تجهیزات لوله‌کشی، پدیده تشدید هارمونیکی رخ می‌دهد. به‌همین منظور ویرایش پنجم از استاندارد ای. پی. آی ۶۱۸ دوحاشیه امنیت^{۲۸} برای آن تعیین کرده است که بدین شرح می‌باشد [۷]:

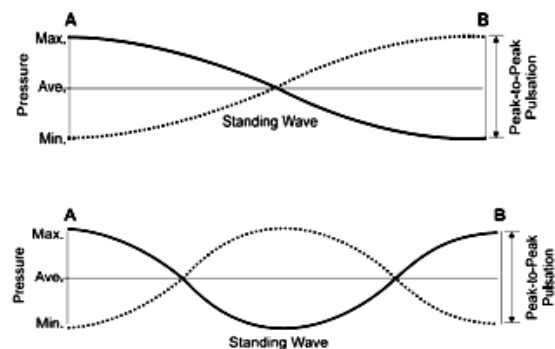
الف: حداقل فرکانس طبیعی مکانیکی سازه^{۲۹} می‌بایست از فرکانس دور روتور، به‌میزان ۲/۴ برابر بزرگتر باشد؛ زیرا اغلب در مرتبه اول و دوم فرکانس دور روتور ($1X$ & $2X$)، انرژی محرکه کافی جهت ایجاد تشدید وجود دارد.

ب: برای سیستم‌های موجود می‌بایست حاشیه امنیت به‌میزان ۱۰ درصد برای هارمونیک‌های ضریبان فشار، که از آنها به‌عنوان فرکانس‌های تحریک یاد می‌شود، از فرکانس‌های طبیعی سیستم برقرار باشد. این حاشیه امنیت در مرحله طراحی می‌بایست ۲۰ درصد لحاظ گردد (شکل ۴). البته این حاشیه امنیت خود جای بحث دارد؛ زیرا رعایت چنین حاشیه امنیتی در اغلب موارد عملاً ممکن نیست [۸].

۶-۴-۳-۱. تعیین فرکانس‌های طبیعی

۶-۴-۲. تشدید آکوستیکی^{۲۴}

اگر فرکانس پایه ضریبان تولیدشده توسط کمپرسور یا هارمونیک‌های آن با فرکانس طبیعی آکوستیکی^{۲۵} لوله‌کشی مطابقت داشته باشند، پدیده تشدید آکوستیکی رخ خواهد بود. تعبیر فیزیکی این پدیده ایجاد امواج ایستاده^{۲۶} است. امواج ایستاده در شرایط خاصی از برهم‌نهی موج برگشتی ناشی از امپدانس آکوستیکی با موج اولیه ایجاد می‌شوند (شکل ۳).



شکل ۳. مواردی از تشکیل امواج ایستاده

۷. آنالیز آکوستیکی

برای پیش‌بینی چگونگی انتشار ضربه فشار و طیف فرکانسی سیگنال‌های فشار و سایر پیامدها نظیر میزان افت فشار، در مرحله طراحی و گاهی نیز جهت بررسی عملکرد سیستم‌های در حال بهره‌برداری از نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی^{۳۶}، که براساس روش‌های عددی نظیر المان محدود و اختلاف محدود^{۳۷} معادلات کامل سیال (شامل معادلات پیوستگی^{۳۸}، ناویه استوکس^{۳۹} و اغتشاش^{۴۰}) را حل می‌نمایند استفاده می‌شود.

در این قسمت از بسته نرم‌افزاری فلوئنت^{۴۱} با تعیین فشار متغیر ورودی به‌عنوان شرایط مرزی مسیر تحلیل می‌توان استفاده کرد. البته نرم‌افزارهای تخصصی دیگری نیز در این زمینه توسعه ارائه شده است که روش حل آنها بنابر فرض‌های اولیه به دو دسته دامنه فرکانسی^{۴۲} و دامنه زمانی^{۴۳} تقسیم می‌شود. در روش دامنه فرکانسی، از جملات غیرخطی معادلات ناویه استوکس صرف‌نظر می‌شود، لذا سرعت محاسبات افزایش می‌یابد. اما این روش در کمپرسورها با فشار و سرعت کاری بالا پیش‌بینی‌های غیردقیقی به‌دست می‌دهد.

۷-۱. فرضیات روش دامنه فرکانسی

فرضیات این روش عبارت‌اند از [۶-۱۱]:

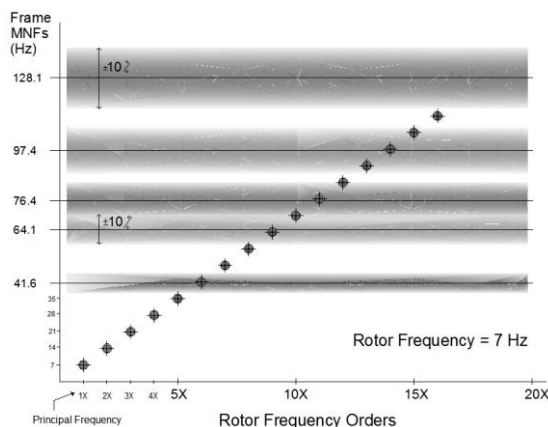
الف: تغییرات جریان تابع متناوبی از تغییرات زمان است.

ب: تغییرات فشار و سرعت نسبت به مقدار متوسطشان کوچک است.

ج: چگالی جریان در یک نقطه خاص ثابت است.

اما در روش حل دامنه زمانی محدودیت‌های روش دامنه فرکانسی از میان برداشته شده و به‌همین دلیل پدیده‌های گذرا (نظیر ضربه قوچ) نیز قابل پیش‌بینی می‌شود. حتی تأثیر بازوبسته‌شدن شیرهای سیلندر را نیز می‌توان شبیه‌سازی کرد. اما زمان محاسبات آن نسبت به روش دامنه فرکانسی طولانی‌تر است. ذکر این نکته نیز قابل ذکر است که در لوله‌ها و کانال‌ها می‌توان از حل معادلات ناویه

در راستای بررسی پدیده تشدید مکانیکی (در فریم کمپرسور)، همچنین تشدید هارمونیکی در قسمت‌های حامل سیال، می‌بایست فرکانس‌های طبیعی بخش‌های مربوطه تعیین گردد. از این‌رو، مدل مکانیکی سازه مورد مطالعه با نرم‌افزارهایی نظیر سالید ورکس^{۳۰} یا کتیا^{۳۱} تهیه شده و تحت آنالیز مودال^{۳۲} قرار می‌گیرد. در این بخش غالباً از نرم‌افزار انسیس^{۳۳} با اعمال قیود مناسب استفاده می‌شود. براساس استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸ اتصال فریم کمپرسور به فونداسیون و همچنین اتصال قطعه واسط^{۳۴} به فریم را می‌توان صلب فرض نمود. ضمن اینکه مدل‌سازی و تحلیل می‌بایست تا محدوده دو تکیه‌گاه لوله‌کشی بعد از ابزارهای کنترل ضربه در مسیر تخلیه و دو تکیه‌گاه لوله‌کشی قبل از این ابزارها در مسیر مکش انجام شود.



شکل ۴. نمونه تداخل فرکانس‌های تحریک

با حاشیه امنیت فرکانس‌های طبیعی سازه

لازم به‌ذکر است آزمون ارتعاش‌سنجی از بخش‌های مورد مطالعه در مدار تقویت فشار نیز می‌بایست به‌عنوان اطلاعات تکمیلی توسط گروه مهندسی تعمیرات، انجام گیرد. برای این کار می‌توان از خط‌مشی مشخص‌شده در استاندارد ایزو ۶-۱۰۸۱۶^{۳۵} بهره گرفت. از نتایج حاصل می‌توان برای تفسیر هرچه بهتر نتایج اندازه‌گیری ضربه و آنالیز آکوستیکی و حتی در موارد خاصی جهت اعتبارسنجی نتایج نرم‌افزاری آنالیز مودال بهره گرفت.

استوکس در یک بعد، با تقریب خوبی به واقعیت نزدیک شد.

۸. کنترل ضربه فشار

اگرچه وجود ضربه فشار در ماشین‌های رفت‌وبرگشتی یک پدیده ذاتی است و نمی‌توان آن را به‌طور کامل حذف کرد، اما می‌توان مقدار آن را در محدوده مجاز کنترل نمود. روش‌های کنترل ضربه به دو دسته تقسیم می‌شوند:

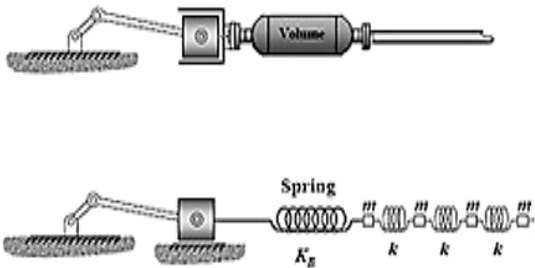
۱. مقاومتی^{۴۴} نظیر اریفیس‌ها و کاهنده‌ها^{۴۵}
۲. واکنشی^{۴۶} نظیر مخازن ضربه‌گیر^{۴۷} ساده یا فیلتر آکوستیکی

کنترل‌کننده‌های مقاومتی، در عین سادگی و کم‌هزینه بودن اغلب سبب افت فشار قابل ملاحظه‌ای می‌شوند و حتی گاهی استفاده نابجا از کاهنده‌ها، به دلیل پدیده انعکاس ضربه و خودافزایی، ارتعاشاتی را در ردیف‌های هارمونیک خاص دیگر سبب می‌شوند [۱۰]. در عوض، کنترل‌کننده‌های واکنشی، در صورتی که با دقت انتخاب شوند، ضمن افت فشار ناچیز، عملکرد بسیار موفقی در کنترل ضربه فشار دارند. انواع این کنترل‌کننده‌ها به شرح ذیل می‌باشند:

الف: کنترل‌کننده‌های واکنشی ساده، که اغلب شامل یک حجم افزوده یا مخزن ساده‌اند و نقش ضربه‌گیر را بلافاصله پس از خروج سیال از سیلندر ایفا می‌کنند. عملکرد این ابزارها را از لحاظ مکانیکی می‌توان به یک فنر با سختی معین تشبیه کرد. (شکل ۵).

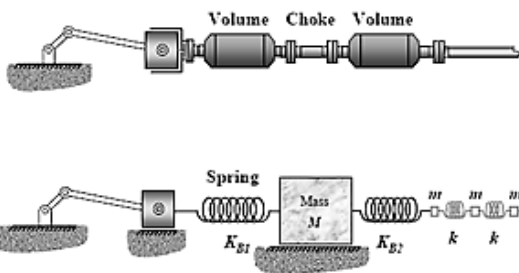
ب: کنترل‌کننده‌های آکوستیکی که دارای پیکربندی داخلی خاصی بوده و با ملاحظات آکوستیکی ساخته می‌شوند (شکل ۶). مخازن موجود در این پیکربندی می‌توانند ساده یا دارای قطعات داخلی خاص، جهت کنترل هرچه بهتر ضربه فشار باشند. طراحی آنها نیز براساس رابطه هلمهولتز^{۴۸} می‌باشد (رابطه ۷). براساس این رابطه، فرکانس انقطاع^{۴۹} پیکربندی کنترل‌کننده ضربه، مشخص می‌شود (رابطه ۸). فرکانس انقطاع گویای آن است که تمام

فرکانس‌های بیشتر از آن توسط کنترل‌کننده ضربه جذب می‌شوند، مگر فرکانس‌های طبیعی خود کنترل‌کننده که به فرکانس‌های میان‌گذر^{۵۰} موسوم‌اند. بنابراین در مرحله طراحی می‌توان با انتخاب هندسه مناسب، فرکانس انقطاع را به‌گونه‌ای تنظیم کرد که فرکانس‌های مزاحم (با دامنه بیش از حد مجاز) بالاتر از آن قرار بگیرند و عملاً حذف شوند.



شکل ۵. کنترل‌کننده ساده ضربه

و تشابه مکانیکی آن با سیستم جرم و فنر [۸]



شکل ۶. کنترل‌کننده آکوستیکی ضربه

و تشابه مکانیکی آن با سیستم جرم فنر [۸]

$$f_H = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{L'} \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)} \quad (7)$$

$$f_{cut-off} = \sqrt{2} f_H \quad (8)$$

در این روابط $f_{cut-off}$ فرکانس انقطاع، c سرعت صوت، A مساحت مقطع باریکه خفه‌کن^{۵۱}، V_1 و V_2 به ترتیب حجم مخازن ضربه‌گیر اول و دوم و L' طول معادل است که از رابطه ۹ به دست می‌آید:

$$L' = L + 0.6d \quad (9)$$

$$V_s = 8.1 \times PD \left(\frac{KT_s}{M} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (10)$$

$$V_d = 1.6 \left(\frac{V_s}{R^{\frac{1}{K}}} \right) \quad (11)$$

$$V_s, V_d > 0.03 \text{ m}^3 \quad (12)$$

به طوری که در این روابط V_s حداقل حجم مخزن مکش، V_d حداقل حجم مخزن تخلیه، K نسبت گرمای ویژه گاز فرایندی، T_s دمای مطلق گاز، PD حجم جاروب شده گاز در یک دوره تناوب و R نسبت تراکم در مرحله است. البته ابزارهایی با پیکربندی نسبتاً ساده به نام خنثی کننده های انشعاب جانبی^{۵۴} نیز وجود دارند که زیرمجموعه کنترل کننده های آکوستیکی قرار می گیرند. این ابزارها برای حذف یا کاهش دامنه یک فرکانس (یا هارمونیک) خاص از طیف فرکانسی ضریان، روی انشعابی از مسیر عبور سیال نصب می شوند. یک نمونه از این ابزارها که به کنترل کننده یک چهارم طول موج ضریان موسوم است، برای کنترل هارمونیک که مضر فردی از فرکانس رفت و برگشتی است استفاده می شود و به طور عمومی یک لوله یکسر بسته است و چنانچه از نامش پیداست، طول آن را معادل یک چهارم طول موج ضریان در آن فرکانس مشخص در نظر می گیرند. البته برای محاسبه قطر و موقعیت نصب آن، که از اهمیت ثانویه برخوردار هستند، به تجربه، تحلیل نرم افزاری و یا فرایند سعی و خطا نیاز است [۱۳].

۹. محدوده مجاز ضریان فشار

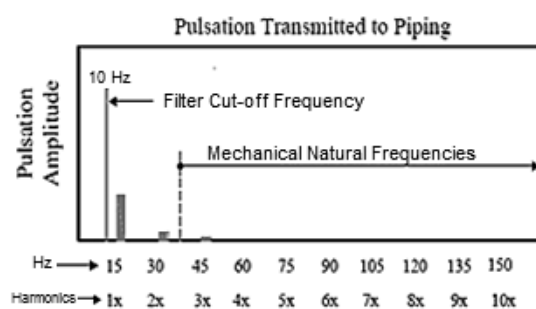
بنابر ویرایش پنجم استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸، محدوده مجاز مقدار ضریان فشار در سیگنال دامنه زمانی، به وسیله روابط ۱۳ و ۱۴ استخراج می گردد.

الف: قبل از ورود سیال به مخزن کنترل کننده ضریان

$$P_{pk-pk} = \frac{A}{100} \times P_{ab} \quad (13)$$

ب: بعد از خروج سیال از مخزن کنترل کننده ضریان

به طوری که در این رابطه L طول و d قطر باریکه خفه کن است. بنابراین طراح طبق نتایجی که در مرحله تحلیل آکوستیکی یا اندازه گیری های سایتی به دست آورده، فرکانس های مزاحم را شناسایی و فرکانس انقطاع کنترل کننده را با یک ضریب اطمینان نسبت به فرکانس های مزاحم انتخاب می کند. شایان ذکر است که طراحی مناسب کنترل کننده ضریان، علاوه بر مزیت فوق، سبب می شود خطاهای اجتنابناپذیری که در هنگام مدل سازی مکانیکی و تعیین فرکانس های طبیعی سیستم وجود دارد، (نظیر عدم اطمینان از میزان سفتی^{۵۲} واقعی فونداسیون و تکیه گاه ها و جز این ها) به صورت غیر مستقیم بی اثر گردند؛ زیرا آن دسته از هارمونیک های ضریان که بزرگتر از فرکانس انقطاع هستند، دیگر حذف شده و یا آنچنان ضعیف شده اند که دیگر احتمال تشدیدهای هارمونیک، به طور قابل ملاحظه ای کاهش یافته است (شکل ۷).



شکل ۷. تأثیر فیلتر آکوستیکی

بر دامنه هارمونیک های ضریان فشار

قابل ذکر است که کنترل کننده های ضریان اغلب در هر دو سمت مکش و تخلیه و حداکثر مکان در نزدیک ترین فاصله نسبت به کمپرسور نصب می شوند. ضمناً حداقل حجم برای مخازن ضربه گیر مکش و تخلیه (صرفاً در روش طراحی تخمینی^{۵۳} و مطابق استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸) از روابط ۱۰ تا ۱۲ قابل تعیین است [۷-۹]:

$$P_{pk-pk} = \frac{4.1}{100} \times (P_{ab})^2 \quad (14)$$

همچنین محدوده مجاز دامنه هارمونیک‌های ضربان فشار در طیف فرکانسی P_f با استفاده از رابطه ۱۵ به دست می‌آید:

$$P_f = \sqrt{\frac{c}{350} \left(\frac{160000}{P_{ab} D_I n_f} \right)} \quad (15)$$

به طوری که در این روابط P_{ab} متوسط فشار مطلق خط خروجی، A ضریبی معادل 7 یا $3R$ (هر کدام که کمتر است)، R نسبت فشار (مطلق) خروجی به ورودی در هر مرحله، D_I قطر داخلی لوله خروجی، f فرکانس تولید ضربان و $n=1, 2, 3, \dots$ که هارمونیک‌های فرکانس پایه را وارد معادله می‌کند. طیف فرکانسی به دست آمده از طریق اندازه‌گیری ضربان و یا آنالیز آکوستیکی با معیار فوق سنجیده می‌شود و آن دسته از فرکانس‌هایی که دامنه‌ای فراتر از این معیار داشته باشند، به عنوان فرکانس‌های مزاحم شناسایی و با توجه به نتایج ارتعاش‌سنجی اولویت‌بندی می‌شوند تا به روش‌های متعارف کنترل ضربان فشار در خصوص آنها اقدام کنترلی صورت پذیرد.

۱۰. جمع‌بندی

به عنوان جمع‌بندی می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- وجود ضربان فشار از خواص ذاتی و برجسته ماشین‌های رفت‌وبرگشتی است و قابل حذف شدن نیست، اما می‌توان به کمک روش‌های مناسب آن را در محدوده مجاز کنترل کرد.
- مطالعه سیگنال‌های ضربان فشار، از بایدهای بررسی ارتعاشات ماشین‌های رفت‌وبرگشتی در کنار مطالعه عوامل دیگر لرزش، نظیر غیرهمراستایی و عدم توازن دینامیکی است.

۳. ایجاد ارتباط منطقی میان طیف فرکانسی به دست آمده از دستگاه‌های آنالیزکننده تبدیل فوریه سریع و

فرکانس‌های طبیعی سیستم، نخستین و مهمترین گام در ریشه‌یابی علت لرزش‌های ناشی از ضربان فشار می‌باشد.

۴. عوارض جانبی ضربان فشار نظیر نیروی لرزاننده و تشدید آکوستیکی نیز می‌بایست در بررسی جامع علت لرزش‌ها مورد بررسی قرار گیرند.

۵. وجود ضربان‌هایی با دامنه خارج از محدوده مجاز می‌تواند، ضمن افت فشار اضافی و کاهش بازدهی کمپرسور و آسیب به تجهیزات، دقت اندازه‌گیری نفت یا گاز صادراتی را کاهش و موجب ضررهای اقتصادی گردد.

۶. هنوز موارد عمده‌ای جهت بازنگری در راهبردهای کنترل ضربان فشار در ویرایش پنجم استاندارد ای. پی. آی. ۶۱۸، که جامع‌ترین استاندارد در خصوص کمپرسورهای رفت‌و برگشتی است، وجود دارد.

۷. از طریق آنالیز آکوستیکی، به عنوان یکی از ضرورت‌های مرحله طراحی در کمپرسورهایی با سرعت و توان نسبتاً بالا، می‌توان بروز تشدیدهای ناشی از انعکاس را پیش‌بینی و از آنها اجتناب کرد.

۸. انتخاب روش کنترل ضربان تعاملی است میان میزان مطلوب کاهش ارتعاشات، افت فشار و مقدار سرمایه‌گذاری اولیه.

۹. استفاده از فیلترهای آکوستیکی ضمن حداقل افت فشار، فرکانس‌های مزاحم را حذف نموده، طراح را از نگرانی‌های مربوط به تعیین دقیق و واقعی فرکانس‌های طبیعی سیستم، که اغلب ممکن نیست، در امان می‌دارد.

- [1] Ludwig, Ernest E. *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, Volume 3, 3rd Edition, 1999, chapter 13, p. 598.
- [2] ISO 13703: 2000, “Design and installation of piping systems on offshore production platforms”, p. 14, 19.
- [3] Howes, Brian C. “*Guidelines in Pulsation Studies for Reciprocating Compressors.*” 4th *International Pipeline Conference*, September 29 - October 3, 2002, Calgary, Canada, p. 6.
- [۴] تمیزی، هوتن، وحید رضایی. *عیب‌یابی ماشین‌آلات دوار*، تهران: پرس‌سانکو، ۱۳۸۱، ص. ۱۸۶-۱۹۷.
- [5] Greenfield, Shelley D. *Introduction to vibration and pulsation*, 2003, p. 28.
- [6] Sun, Gordon Q. “Effect of Dynamic Pressure Drop on Compressor Performance”, 24th *Gas Machinery Conference*, October 6-8, 2008 Albuquerque, New Mexico.
- [7] API Standard 618, “Reciprocating Compressors for Petroleum”, Chemical, and Gas Industry Services, 5th Edition, December 2007.
- [8] Tison, James D. *Which pulsation and vibration control philosophy should you use?*, 2003, p. 186,189.
- [9] Almasi, Amin. “Design for Reciprocating Compressor.” *Pulsation Suppression Devices*, p. 5.
- [10] Sackney, N. *Pulsation and Vibration Control in Small Reciprocating Compressors*, 1999, p. 10.
- [11] Tweten, Dennis. “The Physics of Pulsations”, 24th *Gas Machinery Conference*, October 6-8, 2008 Albuquerque, New Mexico, p. 3-4.
- [12] ISO-10816-6 Standard, “Mechanical vibration-evaluation of machine vibration”, 1995.
- [13] McKee, Robert, E. Boerman. *Acoustics in Pumping Systems*, p. 3-4

پی‌نوشت

- | | |
|--|--|
| <p>1. pressure pulsation</p> <p>2. flow metering</p> <p>3. manifold</p> <p>4. pulsation study</p> <p>5. API 618</p> <p>6. double-acting</p> <p>7. peak to peak</p> <p>8. fast Fourier transformation (FFT) analyzer</p> <p>9. condition monitoring (CM)</p> <p>10. oscilloscope</p> <p>11. explosion proof</p> <p>12. amplification or attenuation</p> <p>13. acoustic impedance</p> <p>14. hoop stress</p> <p>15. volumetric efficiency</p> <p>16. added pressure drop</p> <p>17. static and dynamic</p> <p>18. non-custody</p> | <p>19. custody</p> <p>20. pulsation induced vibration</p> <p>21. shaking forces or unbalanced forces</p> <p>22. ground supported</p> <p>23. rack supported</p> <p>24. acoustical resonance</p> <p>25. acoustical natural frequency</p> <p>26. standing wave</p> <p>27. harmonic resonance</p> <p>28. separation margin</p> <p>29. MNF</p> <p>30. Solidworks[®]</p> <p>31. CATIA[®]</p> <p>32. modal analysis</p> <p>33. ANSYS[®]</p> <p>34. distance piece</p> <p>35. ISO-10816-6</p> <p>36. computational fluid dynamics (CFD)</p> |
|--|--|

-
37. finite difference
 38. continuum
 39. Navier-Stokes
 40. turbulence
 41. FLUENT®
 42. frequency domain
 43. time domain
 44. resistive pulsation control
 45. orifice and reducer
 46. reactive pulsation control
 47. surge drum
 48. Helmholtz
 49. cut-off frequency
 50. band pass frequency
 51. Choke
 52. stiffness
 53. design approach 1 (DA1)
 54. side branch suppressor