



بررسی ضربه قوچ ناشی از خاموشی گام به گام و همزمان پمپ‌ها در سیستم پمپاژ سری

امیر پارسا صدر^{۱*}، احمد احمدی^۲، علیرضا کرامت^۳ و بابک لشکرآرا^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه شاهرود

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه شاهرود

^۳ استادیار، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۴/۰۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۳/۱۰/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۱/۱۲

چکیده

در سیستم‌های بزرگ، یک پمپ قادر به تأمین هد مورد نیاز نیست، لذا پمپ‌ها را به صورت سری به یکدیگر متصل می‌کنند تا هد مورد نیاز تأمین شود. حال اگر پمپ‌های گروه سری به صورت ناگهانی متوقف شوند، ضربه قوچ رخ می‌دهد که به صورت موج‌های فشاری مثبت و منفی ظاهر می‌شود. این موج‌ها، سبب به وجود آمدن تنش‌های بسیار زیادی در اجزای سیستم می‌شود. هدف از این تحقیق، ارایه‌ی عملکرد بهتر سیستم پمپاژ سری در حالت ماندگار و بررسی جریان غیرماندگار ناشی از حالت‌های مختلف توقف ناگهانی پمپ‌های سری یک سیستم و عملکرد گروه پمپ‌های سری در حالت غیرماندگار است. برای بررسی جریان غیرماندگار در این حالت، باید معادلات خطوط مشخصه حاصل از هیدرولیک جریان، روابط حاکم بر پمپ‌ها و نحوه‌ی اتصال آن‌ها را با یکدیگر ترکیب و به صورت همزمان حل کرد. این مهم با استفاده از مدل عددی در نرم افزار متلب مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به نتایج حاصل شده، زمانی که پمپ‌ها مشابه باشند، کارایی سیستم در حالت ماندگار افزایش می‌یابد. در صورت توقف گام به گام پمپ‌ها نسبت به حالت توقف ناگهانی کل پمپ‌های ایستگاه پمپاژ، فشارهای کمتری (مثبت و منفی) به سیستم وارد می‌شود. در حالت گام به گام توقف هر یک از پمپ‌ها، تأثیر متفاوتی به سیستم وارد می‌کند که بر اساس نتایج حاصله، بحث و بررسی شده است.

کلمات کلیدی: گروه پمپ سری؛ جریان ماندگار و غیر ماندگار؛ توقف ناگهانی؛ ضربه قوچ؛ خطوط مشخصه.

Waterhammer caused by intermittent and simultaneously pump failure in pipe systems including series pump groups

A. Parsasadr^{1,*}, A. Ahmadi², A. Keramat³ and B. Lashkarara³

¹ MSc. Student, Civil Eng. Dept., Shahrood University, Shahrood, Iran

² Associate Prof., Civil Eng. Dept., Shahrood University, Shahrood, Iran

³ Assistant Prof., Civil Eng. Dept., Jundi Shapur University, Dezful, Iran

Abstract

In the large scale pipe systems the use of pump group connected in series is evitable to meet the desired pressure head. If one or more of the pumps shuts down, water hammer event occurs which manifests in pressure and rarefaction wave, along the pipeline these waves result in huge stresses on the system. In this regard, this paper aims at investigating the pump stations performance during steady and transient flows, in which the focus is placed on various possibility of pump failure in a system of pumps in series. The mathematical model to carry out this research includes continuity and momentum equations (transformed to two characteristic equations) as well as equations to govern mechanical behavior of pump stations. These governing relations are numerically solved and programmed in a MATLAB code. The results reveal that the use of the same pumps leads to larger efficiency compound to using different pumps. Furthermore, if the pumps shut down one after other, the water hammer pressures remarkably alleviate. The result for this sequential pump station failure are quantitatively presented and discussed.

Keywords: Series pump station; Steady and transient flow; Pump failure; Water hammer; Method of Characteristics.

۱- مقدمه

جریان غیرماندگار، جریانی است که ویژگی‌های آن نظیر دبی، فشار و ... در هر نقطه، نسبت به زمان تغییر کند. هرگاه جریان، از یک حالت ماندگار، به حالت ماندگار، دیگر تغییر وضعیت دهد، جریان غیرماندگار مابین این دو حالت را جریان گذرا یا میرا می‌نامند. ضربه قوچ یا چکش آبی، افزایش فشار یا موجی است که در سیال‌های در حال حرکت بر اثر توقف یا تغییر مسیر ناگهانی از جمله باز و بسته کردن ناگهانی شیر یا روشن و خاموش کردن پمپ و ... به وجود می‌آید که به صورت یک جریان گذرا است. زمانی که این پدیده اتفاق می‌افتد، در خصوصیات جریان (دبی، فشار) و دیواره لوله (تنش) تغییراتی ایجاد خواهد شد.

از آنجایی که در سیستم‌های بزرگ، اغلب یک پمپ قادر به تامین هد مورد نیاز نیست از گروه پمپ‌های سری برای انتقال جریان استفاده می‌شود. حال توقف هر یک از پمپ‌های سیستم پمپاژ، سبب ایجاد ضربه‌ی قوچ در سیستم می‌شود. در اثر توقف تمامی پمپ‌های گروه سری، چون به صورت ناگهانی کاهش هد زیادی در سیستم به‌وجود می‌آید، پس انتظار می‌رود ضربه‌های بزرگ‌تری به سیستم وارد شود از این رو بررسی فشارهای ناشی از توقف گروه پمپ‌های سری، از اهمیت بسیار بیشتری برخوردار است. از طرفی، ترتیب توقف و زمان توقف هر یک از پمپ‌های سیستم پمپاژ که می‌تواند ناشی از خرابی یا از کار افتادگی آن باشد، سبب ایجاد ضربات آبی کاملاً متفاوتی در سیستم می‌شود.

این پدیده به دلیل افت و افزایش فشار، نیروی زیادی را به جریان و دیواره لوله اعمال می‌کند که از جمله اثرات آن، ترکیدگی لوله، خرابی و شکست شیرها و خرابی دریچه‌های کنترل و پمپ‌ها است. تاکنون مطالعات آزمایشگاهی و تئوری بسیاری روی این پدیده صورت گرفته است، ولی در بیشتر این بررسی‌ها از مطالعه پمپ‌ها و به خصوص گروه پمپ که در سیستم‌های بزرگ استفاده می‌شود، غافل بوده اند، در حالی که طراحی و جانمایی پمپ‌ها برای عملکرد ایمن و اقتصادی در شبکه‌های پمپ از اهمیت بالایی برخوردار است.

چادری^۱ [۱] و استریتز^۲ [۲]، با استفاده از روابط پمپ‌های هم‌خانواده، روش مدل‌سازی عملکرد پمپ را در

جریان غیرماندگار ناشی از توقف ناگهانی و شروع به کار آن به خوبی بیان کردند. همچنین تورلی^۳ [۳]، به بررسی عملکرد ایمن سیستم‌ها پرداخت. برگانت^۴ [۴ و ۵]، کرامت و همکاران [۶]، جدایی ستون مایع در اثر ضربه قوچ ناشی از خاموشی پمپ و انواع حالت‌های ممکن، مورد بررسی قرار دادند. همچنین احمدی و همکاران [۷]، به بررسی اثر ارتعاشات پمپ روی هیدرولیک جریان و به طور کلی تداخل سیال-سازه ناشی از پمپ پرداخته‌اند. گینوت^۵ [۸]، با استفاده از روش گدونو با دقت‌های مرتبه اول و دوم بر اساس بسط سری تیلور به بررسی ضربه‌ی قوچ پرداخت. وی دریافت که دقت مرتبه‌ی اول، جواب‌هایی بسیار نزدیک به روش خطوط مشخصه دارد. سپهران و همکاران [۹]، با استفاده از روش تفاضل محدود ضمنی با شبکه‌ی غیرمتقارن به بررسی ضربه‌ی قوچ پرداختند و نتایج حاصله را با داده‌های آزمایشگاهی و همچنین نتایج حاصله از روش خطوط مشخصه مقایسه کردند. افشار و محجوبی [۱۰]، به بررسی طراحی بهینه سیستم انتقال پمپ‌دار برای کاهش فشارهای ناشی از توقف پمپ پرداختند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش قطر لوله‌ها، اثرات توقف ناگهانی پمپ، به‌ویژه مقدار فشار منفی ایجاد شده و جدایی ستون مایع ناشی از آن کاهش می‌یابد. همچنین شریف و همکاران [۱۱]، تأثیر جنس و قطر لوله را در فشارهای ناشی از ضربه‌ی قوچ بررسی کردند، آن‌ها در تحقیق خود نشان دادند که تغییر قطر و جنس لوله، می‌توان میزان نوسانات ناشی از ضربه قوچ را کاهش داد. نیکسون^۶ و همکاران [۱۲]، اهمیت اصطکاک غیرماندگار در بررسی ضربه قوچ در سیستم لوله‌کشی را نشان دادند. کوزینه^۷ و همکاران [۱۳]، با بررسی عملکرد پمپ در نرم افزار انسیس (ANSYS) نشان دادند که عملکرد پمپ با سرعت‌های ویژه آن مرتبط است و در سرعت‌های ویژه بالا، عملکرد آن با سرعت ویژه‌های پایین متفاوت است.

در این تحقیق، با استفاده از محاسبات عددی و با کمک برنامه متلب، به بررسی جریان ماندگار و غیرماندگار در

² Streeter³ Thorley⁴ Bergant⁵ Guinot⁶ Nixon⁷ Couzinet¹ Chaudhry

معادلات مومنتم و پیوستگی استفاده می‌شود. از آنجایی که فشار و سرعت در جریان گذرا، تابعی از x (مکان) و t (زمان) است. دو معادله دیفرانسیل با مشتقات جزئی از نوع هذلولوی به دست می‌آید [۱، ۲، ۱۷]:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial t} + f \frac{|Q|}{2DA} = 0 \quad (2)$$

که A, g, t به ترتیب زمان، شتاب ثقل و سطح مقطع جریان و D, f, x, a بیانگر سرعت انتقال موج در سیال، مکان، ضریب اصطکاک دارسی- ویسیباخ و قطر داخلی لوله و H, Q به ترتیب دبی و هد که تابعی از مکان و زمان (x, t) هستند. نخست با استفاده از روش MOC (خطوط مشخصه)، معادلات را روی خطوط مشخصی به نام‌های C^+ , C^- به صورت معادلات دیفرانسیل معمولی نوشته و سپس به صورت تفاضل محدود می‌نویسیم که با حل همزمان این دو معادله در هر نقطه، مشخصات جریان محاسبه می‌شود [۱، ۲].

$$C^+: H_i^{n+1} = C_p - B_p Q_i^{n+1}$$

$$C^-: H_i^{n+1} = C_m - B_m Q_i^{n+1}$$

$$H_i^{n+1} = \frac{\frac{C_p}{B_p} + \frac{C_m}{B_m}}{\frac{1}{B_p} + \frac{1}{B_m}} \quad (3)$$

$$Q_i^{n+1} = \frac{C_p - C_m}{B_p + B_m}$$

که مقادیر ثابت C_p, B_p, C_m, B_m از گام زمانی قبل محاسبه می‌شوند:

$$\begin{aligned} C_p &= H_{i-1}^n + B Q_{i-1}^n \\ B_p &= B + R |Q_{i-1}^n| \\ C_m &= H_{i+1}^n + B Q_{i+1}^n \\ B_m &= B + R |Q_{i+1}^n| \\ R &= \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \\ B &= \frac{a}{gA} \end{aligned} \quad (4)$$

که Δx گام مکانی و اندیس‌های n, i به ترتیب، بیانگر مکان و زمان است.

سیستم‌های لوله‌کشی شامل، گروه پمپ‌های سری متفاوت پرداخته شده است. در حالت ماندگار، علاوه بر نحوه محاسبه مشخصات جریان با استفاده از روابط پمپ‌های هم‌خانواده، روشی برای استخراج منحنی مشخصه‌ی گروه پمپ در حالت ماندگار بر اساس پمپ‌های هم‌خانواده بیان شده است که این امر، در حالتی که سیستم پمپاژ از پمپ‌های متفاوت و غیر یکسان تشکیل شده باشد، اطلاعات ارزشمندی در اختیار طراحان قرار می‌دهد. در ادامه با ارائه‌ی سناریوهای متفاوت از جمله توقف همزمان، خاموشی گام به گام، استفاده از پمپ‌های غیر یکسان و خاموشی گام به گام در حالت استفاده از پمپ‌های متفاوت، به بررسی ضربه قوچ در هر کدام از حالات ذکر شده، پرداخته شده است و در انتها با مقایسه‌ی بین آن‌ها از لحاظ فشارهای بحرانی، مناسب‌ترین حالت برای توقف و خاموشی پمپ‌های شبکه بیان شده است.

۱- مواد و روش‌ها

۱-۱- مدلسازی ضربه قوچ

برای بررسی پدیده ضربه قوچ در اثر خاموشی پمپ با دو دسته از معادلات، یعنی معادلات هیدرولیکی جریان (معادله پیوستگی و معادله اندازه حرکت) و معادلات حاکم بر پمپ‌ها، رو به رو هستیم. روش ساده و غیر دقیق برای محاسبه‌ی ضربه‌ی قوچ می‌تواند توسط، رابطه‌ی جوکوفسکی صورت گیرد [۱۴] و برای محاسبه با دقت بیشتر، از روش خطوط مشخصه استفاده می‌شود [۱۵].

۱-۱-۱- تئوری ضربه قوچ کلاسیک

در این تئوری، حرکت سیال در خط لوله به صورت یک بعدی است و توزیع سرعت در هر مقطع به صورت یکنواخت و با یک سرعت متوسط فرض می‌شود. افت‌های اصطکاک در حالت جریان غیرماندگار، برابر با افت‌های اصطکاک در جریان ماندگار در نظر گرفته می‌شود. لوله پر است و در خلال جریان غیرماندگار پر باقی می‌ماند. در جریان غیرماندگار، جدایی ستون مایع رخ نمی‌دهد و فشار سیال، همواره از فشار بخار سیال بزرگتر است. گازهای آزاد درون سیال آنقدر کوچک‌اند که سرعت موج را می‌توان به صورت ثابت در نظر گرفت و جدار لوله و سیال به صورت الاستیک، خطی فرض می‌شوند [۱۶]. برای بررسی جریان در این شرایط، از

به زمانی که مقادیر T, N, H, Q دارای بیشترین راندمان هستند، حالت شاخص گفته می‌شود [۱، ۲]. با استفاده از این مقادیر، ۴ پارامتر بی بعد- همولوگ زیر معرفی می‌شود:

$$\vartheta = \frac{Q}{Q_R}; h = \frac{H}{H_R}; \alpha = \frac{N}{N_R}; \beta = \frac{T}{T_R} \quad (5)$$

زیرنویس R نشان دهنده‌ی مقدار کمیت‌ها در حالت شاخص است.

منحنی‌های مشخصه یا عملکرد پمپ را با توجه به علامت دو پارامتر (α و ϑ) (جهت چرخش پره پمپ و جهت حرکت جریان در لوله) در چهار ناحیه معکوس، نرمال، استهلاک و توربینی مطابق جدول (۱) رسم می‌کنند [۲].

جدول ۱- چهار ناحیه عملکرد پمپ

ناحیه معکوس	ناحیه نرمال	ناحیه استهلاک	ناحیه توربینی
$\vartheta > 0$	$\vartheta \geq 0$	$\vartheta < 0$	$\vartheta \leq 0$
$\alpha < 0$	$\alpha \geq 0$	$\alpha \geq 0$	$\alpha < 0$

منحنی‌های مشخصه پمپ در محور افقی، بر حسب $\pi + \tan^{-1} \frac{\vartheta}{\alpha}$ و در محور عمودی، یکی بر حسب $W_H = \frac{h}{\alpha^2 + \vartheta^2}$ و دیگری $W_B = \frac{\beta}{\alpha^2 + \vartheta^2}$ است. از آن‌ها به ترتیب جهت تعیین، هد و گشتاور استفاده شده که با رنگ قرمز و آبی در شکل ۱ مشخص شده‌اند. این منحنی‌ها برای مقادیر مختلف سرعت‌های ویژه N_S^A مشخص بوده که در شکل ۱ برای سرعت ویژه ۲۴.۵ واحد ترسیم شده است.

$$N_S = \frac{N_R Q_R^{0.5}}{H_R^{0.75}} \quad (6)$$

در رابطه‌ی (۶) جهت تعیین سرعت ویژه در سیستم واحد SI، واحد سرعت دورانی پمپ، دبی و هد به ترتیب دور در دقیقه، متر مکعب بر ثانیه و متر است.

اگر جریان گذرای آرام (جریانی که تنش‌های برشی دیواره، تغییرات نسبتا یکنواخت دارد) فرض شود، برای حل عددی می‌توانیم از مدل اصطکاکی یکنواخت استفاده کرد که ضریب اصطکاک دارسی- ویسباخ آن مقداری ثابت فرض می‌شود، [۱۸].

۲-۱- شرط مرزی پمپ

در محل پمپ، از روابط و معادلات حاکم بر پمپ‌ها برای به‌دست آوردن مشخصات جریان غیرماندگار استفاده می‌شود. برای حل این معادلات، از منحنی‌های مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار استفاده می‌شود.

۱-۲-۱- منحنی مشخصه پمپ در حالت غیر ماندگار

دو فرض اساسی برای مدل سازی جریان غیرماندگار ناشی از توقف پمپ انجام می‌شود. نخست این‌که منحنی‌های مشخصه پمپ در حالت جریان ماندگار، برای جریان غیرماندگار نیز معتبر است و دیگر این‌که روابط همولوگ مربوط به پمپ، همواره صادق هستند [۲]. برای تعیین شرایط مرزی در حالت غیرماندگار، باید رابطه‌ای میان دبی پمپ (Q) و ارتفاع نظیر انرژی فشاری پمپ (H) داشته باشیم. دبی پمپ‌های سانتریفیوژ وابسته به سرعت دورانی پره پمپ (N) و اختلاف ارتفاع معادل فشار در دو سر پمپ (H) است. تغییرات سرعت دورانی پره پمپ در جریان غیرماندگار، وابسته به گشتاور خالص (T) و ممان اینرسی قسمت چرخنده و سیال در حال گردش است. جهت نمایش ریاضی یک پمپ در حالت غیرماندگار، باید چهار پارامتر T, N, H, Q در لحظه مشخص باشند. منحنی‌هایی که نشان دهنده‌ی رابطه‌ی میان این متغیرها هستند، منحنی مشخصه یا عملکرد پمپ نامیده می‌شوند. این منحنی‌ها، بر اساس روابط پمپ‌های هم خانواده و استفاده از پارامترهای بی بعد ارائه گردیده‌اند که بتوان از آن‌ها برای پمپ‌های مختلف بهره گرفت. معمولا پمپ‌های هم خانواده از یک نوع هستند و یک منحنی مشخصه برای آن خانواده رسم می‌شود، ولی در بیشتر حالات، برای رسم منحنی مشخصه به کمک سرعت ویژه، پمپ‌ها را دسته بندی می‌کنند.

⁸ specific speeds

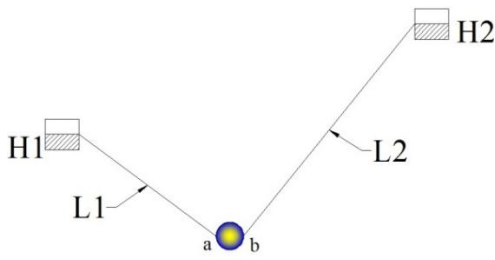
برای به‌دست آوردن دبی و هد در جریان غیرماندگار، از روابط و معادلات حاکم بر پمپ‌ها استفاده می‌شود. بدین صورت که کل سیستم پمپاژ سری، دارای یک معادله تعادل هد و به ازای هر پمپ از گروه پمپ سری، یک معادله‌ی گشتاور (تغییر سرعت) موجود است که در جریان غیرماندگار برای به‌دست آوردن مشخصات جریان در نقطه‌ی پمپ از آن‌ها استفاده می‌شود.

۱-۲-۲-۱- معادله تعادل هد در گروه پمپ سری:

اگر H_a و H_b به ترتیب هد قبل و بعد از گروه پمپ سری (شکل ۲) باشد، معادله‌ی تعادل هد برای سیستم پمپاژ سری در هر زمانی به صورت رابطه (۱۲) است [۲]:

$$H_a + \sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i} - \sum h_f - H_b = 0 \quad (12)$$

که $\sum h_f$ مجموع تلفات هد، ناشی از اصطکاک شیر بعد از هر پمپ و $\sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i}$ مجموع هد پمپ‌ها است. (که در این فرمول، i شماره‌ی پمپ و NPu تعداد کل پمپ‌ها است.)



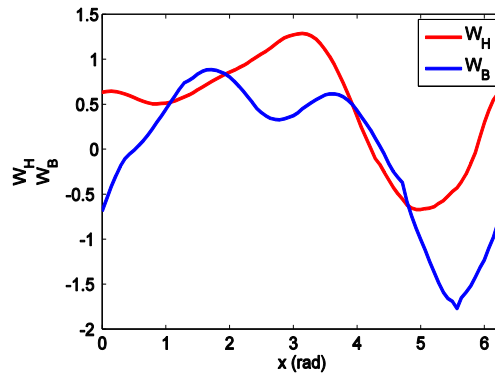
Pumping system

شکل ۲- سیستم لوله کشی و شبکه پمپاژ

در پمپ‌های سری، دبی عبوری از هر پمپ ثابت و برابر در روابط یادشده، مقادیر $W_H(x)$ و $W_B(x)$ با استفاده از x به‌دست آمده از معادله‌ی ۷ از روی منحنی مشخصه پمپ (شکل ۱) خوانده می‌شود.

$$\sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i} = \sum_{i=1}^{NPu} (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{R_i} \quad (13)$$

$$\alpha_i = \frac{N_i}{N_{R_i}} \quad (14)$$



شکل ۱- منحنی مشخصه (فشار-هد و دوران خالص) پمپ در حالت غیرماندگار برای سرعت ویژه ۲۴.۵ واحد

مقادیر هد (H) و گشتاور (T) با استفاده از منحنی‌های مشخصه (شکل ۱) و Q و N به‌دست آمده از معادلات حاکم بر پمپ‌ها تعیین می‌شوند. با استفاده از منحنی W_H داریم:

$$x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{\vartheta}{\alpha}\right); \vartheta = \frac{Q}{Q_R}; \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (7)$$

$$\frac{h}{\alpha^2 + \vartheta^2} = W_H(x) \quad (8)$$

$$H = W_H(x) \cdot (\alpha^2 + \vartheta^2) \cdot H_R \quad (9)$$

و برای منحنی W_B نیز خواهیم داشت:

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + \vartheta^2} = W_B(x) \quad (10)$$

$$T = W_B(x) \cdot (\alpha^2 + \vartheta^2) \cdot T_R \quad (11)$$

که از آن مقدار گشتاور وارده بر پمپ (T) محاسبه می‌شود.

در روابط یادشده، مقادیر $W_H(x)$ و $W_B(x)$ با استفاده از x به‌دست آمده از معادله‌ی ۷ از روی منحنی مشخصه پمپ (شکل ۱) خوانده می‌شود.

۱-۲-۲-۲- معادلات حاکم بر پمپ‌ها

سیستم مورد بررسی در این مطالعه، از نوع سری است. سیستمی را سری می‌نامند که پمپ‌ها پشت سرهم در یک خط لوله قرار بگیرند. دبی عبوری از پمپ‌های سری یکسان است ($Q = Q_1 = Q_2 = \dots$) ولی هد ایجاد شده در پمپ‌ها با یکدیگر جمع می‌شود ($H = H_1 + H_2 + \dots$).

$$FH = (C_p - C_m) - Q(B_p + B_m) + \sum_{i=1}^n (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) - \sum_{i=1}^n \frac{ck_i Q^2}{2gA^2} = 0 \quad (19)$$

که ck_i ضریب تلفات شیر i ام می‌باشد.

۱-۲-۲- معادله گشتاور (تغییر سرعت) در گروه پمپ سری:

تغییر سرعت دورانی پره پمپ، بستگی به وجود گشتاور نامتعادل دارد، لذا به ازای هر پمپ، یک معادله ایجاد می‌شود [۱،۲]:

$$T = -I \frac{d\omega}{dt} = -I \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dN}{dt} \quad (20)$$

I ممان اینرسی قسمت چرخنده که شامل، پمپ و سیال درون آن است. N و ω به ترتیب، سرعت دورانی بر حسب دور در دقیقه و رادیان بر ثانیه هستند. بر اساس روابط (۵) و (۲۰) داریم:

$$\beta = -I \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (21)$$

با استفاده از رابطه‌ی (۲۱) و تبدیل رابطه‌ی (۲۰) به صورت تفاضل محدود، معادله‌ی گشتاور (تغییر سرعت) برای پمپ i ام به صورت رابطه (۲۲) تبدیل می‌شود:

$$\beta + \beta_0 - I \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{\pi}{15 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_{i_0} - \alpha_i) = 0 \quad (22)$$

اندیس صفر در α_{i_0} و β_0 نشان دهنده‌ی مقادیر آن‌ها در گام زمانی قبل است.

معادله‌ی فوق در نهایت برای پمپ i ام از گروه پمپ سری به صورت رابطه (۲۳ و ۲۴) ساده می‌شود:

$$FT = (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_B(x_i) + \beta_0 + I \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{\pi}{15 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_i - \alpha_{i_0}) = 0 \quad (23)$$

$$x_i = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{c_i \vartheta}{\alpha_i} \right) \quad (24)$$

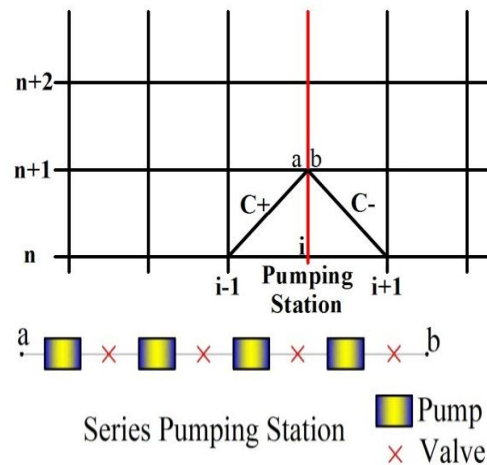
در این رابطه، $W_B(x_i)$ برابر مقدار W_B در نقطه x برای پمپ i ام است که از روی شکل ۱ به دست می‌آید.

$$\vartheta = \frac{Q}{Q_{R1}} \quad (15)$$

$$c_i = \frac{\vartheta_i}{\vartheta_1} = \frac{Q_{R1}}{Q_{Ri}} \quad (16)$$

$$W_H(x_i) = \frac{h_i}{\alpha_i^2 + \vartheta_i^2} \quad (17)$$

در این تحقیق، برای مدل‌سازی به روش تفاضل محدود مطابق شکل ۳، برای گروه پمپ سری، قبل و بعد از هر یک از متعلقات سیستم پمپاژ، یک گره در نظر گرفته می‌شود و سپس برای مدل‌سازی سیستم لوله‌کشی، سیستم پمپاژ با تمام متعلقات آن به صورت یک نقطه در نظر گرفته شده است که مشخصات این نقطه، در هر زمان از نتایج گروه پمپ به دست می‌آید.



شکل ۳- مرز سیستم پمپاژ سری در مدل تفاضل محدود

برای حل جریان غیرماندگار ناشی از توقف ناگهانی از معادلات C^+ و C^- به ترتیب برای نقاط a و b (شکل ۲ و ۳) استفاده می‌شود:

$$H_a = C_p - B_p Q \quad (18)$$

$$H_b = C_m + B_m Q$$

در نهایت معادله تعادل هد برای یک گروه پمپ سری از ادغام روابط (۱۲) الی (۱۸) به صورت رابطه (۱۹) تبدیل می‌شود:

$$\sum_{i=1}^n H_{P_i} = \sum h_f + E_3 - E_1 \quad (30)$$

$$= \left(\sum f \frac{L_i}{D_i} \frac{Q^2}{2gA_i^2} \right) + (E_3 - E_1)$$

که E_3, E_1 به ترتیب، انرژی در مرز ابتدایی و انتهایی سیستم بوده و A_i, D_i, L_i به ترتیب، طول، قطر و سطح مقطع لوله i ام است.

در حالت ماندگار چون پمپ با سرعت دورانی معمول کار می‌کند $\alpha_i = 1$ (نسبت سرعت چرخش پمپ به سرعت چرخش در حالت شاخص در پمپ i ام) می‌باشد [۱،۲].

پس معادله تعادل هد در حالت ماندگار برای شبکه پمپ‌های سری به صورت زیر ساده می‌شود:

$$\left(\sum_{i=1}^{NPu} [(1 + c_i^2 \cdot \vartheta^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{R_i}] \right) - (E_3 - E_1) - \left(\sum f \frac{L_i c_i^2 \cdot \vartheta^2 \cdot Q_{R_i}^2}{D_i 2gA_i^2} \right) = 0 \quad (31)$$

مجهول رابطه (۳۱)، $(\vartheta = \vartheta_1)$ است که پس از حل آن، دبی از رابطه $Q = c_i \cdot \vartheta \cdot Q_{R_i} = \vartheta Q_1$ به دست می‌آید ($c_1 = 1$) و در نقاط دیگر سیستم نیز دبی از رابطه پیوستگی به دست می‌آید. سپس با داشتن هد گروه پمپ و استفاده از شرایط مرزی و رابطه انرژی، هد در تمامی نقاط سیستم محاسبه می‌شود.

۲- استخراج منحنی مشخصه گروه پمپ در حالت ماندگار

اگر در گروه پمپ‌های سری، پمپ‌های متفاوت در کنار یکدیگر قرار گیرند، پمپی که قوی تر است، جریان بیشتری را نسبت به پمپ‌های دیگر عبور می‌دهد و همین موضوع سبب کاهش کارایی این سیستم پمپاژ می‌شود.

برای به دست آوردن دبی شاخص و منحنی مشخصه گروه پمپ در حالت ماندگار، می‌توان مجموعه پمپ را در سیستم‌های مختلف جریان قرار داد و در هر سیستم دبی عبوری (Q) و هد حاصل از مجموع پمپ‌ها ($\sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i}$) را محاسبه کرد و سپس نمودار دبی در مقابل هد را رسم کرد. شکل ۴، نشان‌دهنده منحنی دبی در مقابل هد مجموعه پمپ برای یک تا ده پمپ سری مشابه است که نشان

برای حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی (۱۹) و (۲۳)، از روش عددی نیوتن رافسون با دقت ۴ رقم اعشار استفاده شده است. پس از حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی مذکور، مقادیر $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{NPu}, \vartheta_1$ در هر گام زمانی بدست می‌آید. که با استفاده از روابط (۲۵) الی (۲۸)، می‌توان مشخصات جریان و هر یک از پمپ‌ها را محاسبه کرد:

$$Q = c_i \cdot \vartheta_1 \cdot Q_{R_i} \quad (25)$$

$$N_i = \alpha_i \cdot N_R \quad (26)$$

$$H_{P_i} = (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{R_i} \quad (27)$$

$$T_{P_i} = (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_B(x_i) \cdot T_{R_i} \quad (28)$$

مقادیر دبی، سرعت دورانی پره پمپ، هد و گشتاور هر پمپ در هر گام زمانی با استفاده از روابط مذکور محاسبه می‌شوند.

۳-۱- شرط مرزی مخزن

در شرط مرزی بالا دست و پایین دست که به صورت مخزن است، فشار در گره مخزن همواره معلوم و برابر هد داده شده برای مخزن است. همچنین طبق فرمول‌های خطوط مشخصه در مرز بالا دست از رابطه C^- و در مرز پایین دست از رابطه C^+ برای مدل‌سازی عددی استفاده می‌شود.

۴-۱- شرایط اولیه

در این تحقیق، از مشخصات جریان در حالت ماندگار به عنوان شرط اولیه برای حالت غیرماندگار استفاده شده است. برای به دست آوردن مشخصات سیستم، رابطه انرژی بین ابتدا و انتهای سیستم نوشته می‌شود تا دبی سیستم و هد هر پمپ به دست آید و به دنبال آن ارتفاع پیزومتری در تمام نقاط سیستم مشخص شود. با توجه به شکل ۲، رابطه انرژی را به صورت رابطه (۲۹) در حالت جریان ماندگار می‌توان نوشت:

$$E_1 - \sum h_f + \sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i} = E_3 \quad (29)$$

با توجه به رابطه دارسی- ویسباخ جهت محاسبه افت در جریان ماندگار داریم:



دارای بهترین راندمان است و با استفاده از رابطه (۳۴) محاسبه می‌شود:

$$\frac{\partial \eta}{\partial Q} = 0 \rightarrow 3aQ^2 + 2bQ + c = 0 \quad (34)$$

$$\rightarrow Q = Q_R$$

همان‌طور که گفته شد، می‌توان با استفاده از روابط پمپ‌های هم خانواده، منحنی مشخصه سیستم پمپاژ در حالت ماندگار را استخراج کرد. با توجه به شکل ۴ در زمانی که پمپ‌ها یکسان هستند، این منحنی ضریبی از منحنی مشخصه یک پمپ است، ولی در زمانی که پمپ‌ها متفاوت با یکدیگر هستند (شکل ۷)، نمی‌توان از نمودار مشخصه هر یک از پمپ‌ها استفاده کرد و باید گروه پمپ را در سیستم‌های لوله کشی متفاوت قرار داد و دبی عبوری و هد تولیدی گروه پمپ را اندازه‌گیری کرد.

استخراج این منحنی با استفاده از روش بیان شده در این حالت، اطلاعات ارزشمندی در اختیار طراح قرار می‌دهد که می‌تواند با استفاده از این نمودار، مشخصات سیستم را به حالتی انتخاب کند تا دبی عبوری از گروه پمپ به دبی شاخص نزدیک‌تر باشد.

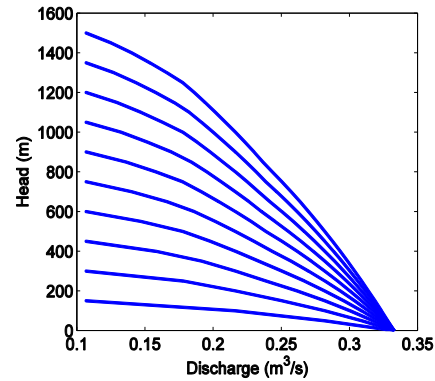
۲-۱- راندمان دو پمپ متفاوت سری

اگر شبکه‌ی پمپ شامل، دو پمپ با قدرتهای متفاوت باشد، نحوه‌ی قرارگیری این پمپ‌ها در راندمان شبکه تأثیر گذار و می‌توان آن را با استفاده از نمودارهای مشخصه گروه پمپ‌ها و مقایسه‌ی آن‌ها در حالت‌های مختلف اثبات کرد.

اگر دو پمپ داشته باشیم که تفاوت قدرت بسیار زیادی داشته باشند (شکل ۵ و ۶) و این دو پمپ را دو حالت مختلف (پمپ قوی جلوتر از پمپ ضعیف و بالعکس) کنار یکدیگر در سیستم‌های مختلف قرار دهیم، نمودارهای مشخصه گروه پمپ به صورت ارائه شده در شکل ۷ است.

همان‌طور که در شکل ۷ مشخص است، در حالتی که پمپ ضعیف جلوتر از پمپ قوی قرار می‌گیرد، به ازای همه‌ی دبی‌ها، هد بیشتری به سیستم وارد می‌شود. زمانی که پمپ قوی جلوتر از پمپ ضعیف قرار می‌گیرد، جریانی که پمپ قوی سعی به عبور آن دارد، توسط پمپ ضعیف از بین می‌رود و درگیری و اصطکاک نسبتاً زیادی به وجود می‌آید، ولی زمانی که پمپ ضعیف جلوتر از پمپ قوی قرار می‌گیرد،

دهنده‌ی قوانین پمپ‌های سری است که دبی عبوری از مجموعه یکسان و هد هر پمپ با دیگری جمع می‌شود.



شکل ۴- منحنی دبی در مقابل هد به ترتیب در سیستم‌های یک تا ده پمپ مشابه سری

منحنی‌های شکل ۴، به منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار موسوم هستند که هر کدام یک منحنی درجه دو مطابق رابطه‌ی (۳۲) هستند:

$$\sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i} = aQ^2 + bQ + c \quad (32)$$

ضرایب a, b, c با استفاده از برازش منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار (شکل ۴) به دست می‌آید.

با استفاده از رابطه (۳۲)، می‌توان راندمان گروه پمپ را به صورت رابطه (۳۳) محاسبه کرد:

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_p}{P_{in}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot (aQ^2 + bQ + c)}{P_{in}} \quad (33)$$

که γ وزن مخصوص مایع است و P_{in} توان الکتریسیته ورودی بوده و در این تحقیق در حالت ماندگار مقدار ثابتی فرض می‌شود.

برای به دست آوردن بیشترین راندمان یا توان خروجی، از راندمان (رابطه‌ی ۳۳) نسبت به دبی مشتق می‌گیریم و رابطه‌ی حاصله را برابر صفر قرار می‌دهیم، Q به دست آمده همان دبی شاخص شبکه پمپ است. حال در هر سیستم لوله کشی، هرچه دبی عبوری از سیستم به دبی شاخص گروه پمپ‌ها نزدیک‌تر باشد، می‌توان گفت راندمان سیستم پمپاژ بیشتر خواهد بود. دبی شاخص یعنی، زمانی که مجموعه

۳- مطالعه موردی و نتایج عددی

برای بررسی دقیق رفتار گروه پمپ سری در حالت ماندگار و غیرماندگار باتوجه به شکل ۲، سیستمی در نظر گرفته ایم که در آن هد مخزن یک، ۱۰ متر ($H_1 = 10 \text{ m}$)، هد مخزن دو، ۶۰ متر ($H_2 = 60 \text{ m}$)، ارتفاع سیستم پمپاژ صفر، طول لوله‌ی اول و دوم به ترتیب، ۵۰۰ و ۱۰۰۰ متر ($L_2 = 1000 \text{ m}$; $L_1 = 500 \text{ m}$)، قطر لوله‌ی اول و دوم، یکسان و برابر ۰.۳۰۵ متر ($D_{1,2} = 0.305$) در نظر گرفته شده است. همچنین ضریب اصطکاک داری- و یسباخ هر دو لوله برابر ۰.۰۱ ($f_{1,2} = 0.01$) و سرعت انتشار موج در سیستم برابر، ۱۰۹۸ متر بر ثانیه ($a = 1098 \frac{\text{m}}{\text{s}}$) است. حال با استفاده از گروه پمپ‌های سری متفاوت در سیستم لوله‌کشی مذکور به بررسی ضربه‌ی قوچ و فشارهای بحرانی آن، ناشی از توقف و خاموشی در حالات مختلف می‌پردازیم.

۳-۱- بررسی جریان غیرماندگار در صورت خاموشی

گام به گام پمپ‌ها

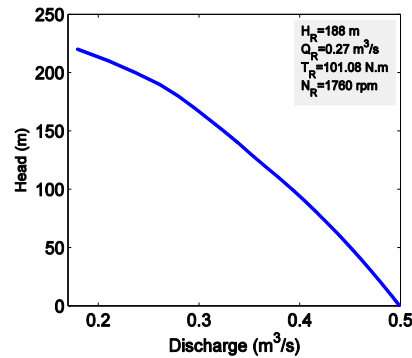
در یک گروه پمپ سری، اگر پمپ‌ها به صورت گام به گام خاموش شوند، نسبت به حالتی که سیستم پمپاژ به صورت ناگهانی خاموش شود، فشارهای ناشی از ضربه‌ی قوچ کمتر خواهد بود، زیرا با کارکرد پمپ‌های دیگر، همچنان جریان در سیستم برقرار خواهد بود و تغییرات سرعتی که طبق رابطه‌ی جوکوفسکی ($\Delta P = -\rho a \Delta V$) منجر به افزایش فشار می‌شود، کمتر خواهد شد [۱۹].

در جدول ۲، مشخصات سه نوع پمپ با قدرت‌های متفاوت نشان داده شده است. مشخصات پمپ‌ها به صورتی است که پمپ‌های شماره دو و سه با یکدیگر اثرشان در سیستم پمپاژ، تقریباً معادل پمپ شماره یک است.

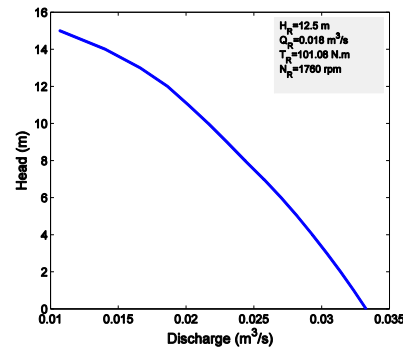
۳-۱-۱- خاموشی دو پمپ در دو گام

اگر گروه پمپ‌های سیستم لوله‌کشی شامل، دو پمپ با قدرت‌های متفاوت (پمپ‌های شماره‌ی دو و سه از جدول ۲) باشد، قطع ناگهانی هر یک از پمپ‌ها و ترتیب از کار افتادن آن‌ها تأثیرات متفاوتی به سیستم وارد می‌کند.

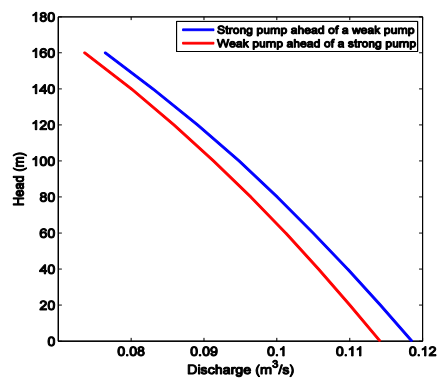
جریانی را که پمپ ضعیف سعی به عبور آن دارد را پمپ قوی به راحتی عبور می‌دهد و درگیری و اصطکاک کمتری، نسبت حالت قبل در سیستم به‌وجود می‌آید. همین موضوع، سبب افزایش کارایی این سیستم نسبت به حالت قبل می‌شود.



شکل ۵- منحنی مشخصه پمپ قوی



شکل ۶- منحنی مشخصه‌ی پمپ ضعیف

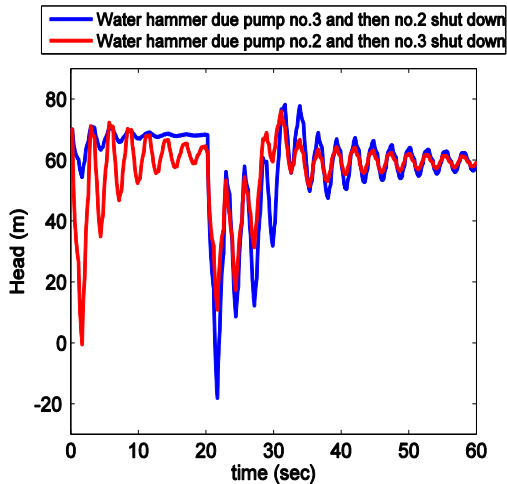


شکل ۷- منحنی مشخصه گروه پمپ (نمودار قرمز: پمپ

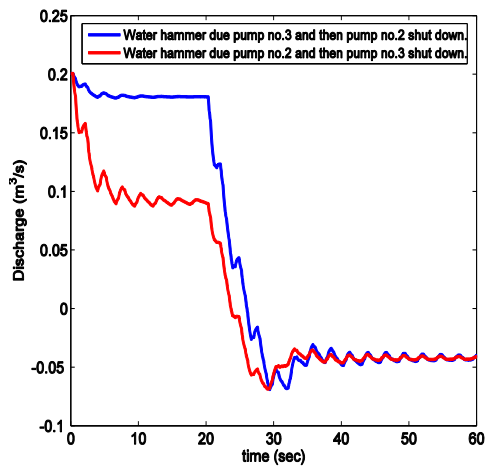
قوی جلوتر از پمپ ضعیف؛ نمودار آبی: پمپ ضعیف جلوتر از پمپ قوی)

جدول ۲- مشخصات پمپ‌ها

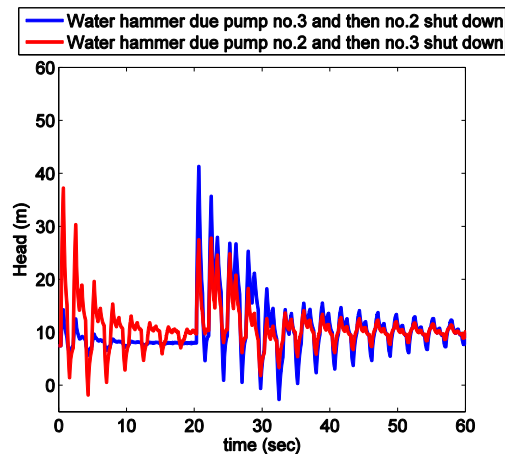
پمپ شماره سه	پمپ شماره دو	پمپ شماره یک	
1760	1760	1760	N_R
62.28	124.55	249.10	H_R
0.096	0.27	0.76	Q_R
0.9	0.9	0.9	rated efficiency



شکل ۹- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ به علت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۲۰ ثانیه از پمپ قبل در خط رانش ($x=750$ m) (قرمز: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف؛ آبی: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی)



شکل ۱۰- تغییرات دبی در سیستم لوله کشی به علت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۲۰ ثانیه از پمپ قبل (قرمز: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف؛ آبی: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی)



شکل ۸- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ به علت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۲۰ ثانیه از پمپ قبل در خط مکش ($x=250$ m) (قرمز: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف؛ آبی: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی)

شکل‌های ۸ و ۹، فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ و شکل ۱۰، دبی عبوری از سیستم در حالت غیرماندگار به علت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۲۰ ثانیه از پمپ قبل را نشان می‌دهد. در نمودار به رنگ آبی، ابتدا پمپ ضعیف (پمپ شماره‌ی سه) و بعد از ۲۰ ثانیه پمپ قوی (پمپ شماره‌ی دو) خاموش می‌شود و در نمودار قرمز، ابتدا پمپ قوی و بعد پمپ ضعیف است. همچنین شکل ۱۱، تغییرات آلفا ($\frac{N}{N_R}$) نسبت به زمان برای هر یک از پمپ‌ها در حالتی که ابتدا پمپ قوی و پس از آن پمپ ضعیف از کار می‌افتد (حالت قرمز شکل‌های ۸، ۹ و ۱۰) را نشان می‌دهد.

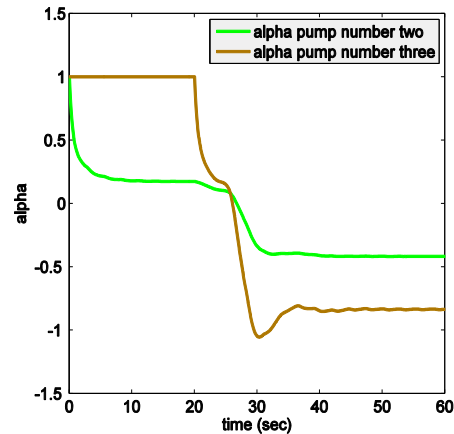
می‌رسد که در لحظه‌ای جریان متوقف (s = 23.67 t) در نمودار قرمز و (s = 26.03 t) در نمودار آبی) و پس از آن به‌علت نیروی گرانش جریان به صورت عکس در لوله‌ها جریان می‌یابد.

شکل ۱۱، بیانگر این موضوع است که پرهی پمپ قوی از همان ابتدا در حال کاهش سرعت دورانی است و از طرفی، پمپ ضعیف تا ثانیه‌ی ۲۰ با سرعت دورانی معمول ($\alpha = 1$) کار می‌کند و پس از قطع آن، سرعت چرخش پرهی آن کاهش می‌یابد. زمانی که جریان در لوله‌ها متوقف می‌شود، پره‌های پمپ‌ها به‌علت نیروی اینرسی قسمت‌های مختلف چرخنده‌ی پمپ (موتور پمپ و مایع درون آن)، در جهت عادی در حال چرخش هستند و پس از آن که جریان به صورت عکس در لوله‌ها جریان می‌یابد، سرعت چرخش پره‌های پمپ‌ها به شدت کاهش می‌یابد تا زمانی که به صفر ($t \cong 26.5 s$) برسد و پس از آن، شروع به گردش در جهت عکس می‌کنند. فاصله بین زمانی که دبی جریان صفر تا زمانی که چرخش پمپ متوقف می‌شود، ناحیه استهلاک نامیده می‌شود [۲۰].

همان‌طور که گفته شد با توجه به علامت دو پارامتر α و θ عملکرد پمپ به چهار ناحیه تقسیم می‌شود. با توجه به شکل‌های ۱۰ و ۱۱، برای گروه پمپ‌های سری، عملکرد هر پمپ به صورت مجزا از پمپ‌های دیگر می‌تواند در یکی از این چهار ناحیه قرار گیرد.

۳-۱-۱-۱- بررسی حل عددی

برای بررسی وابستگی حل عددی به شبکه و راستی آزمایشی حل عددی انجام شده، نتایج حاصل از خاموشی گام به گام در حالتی که ابتدا پمپ ضعیف و سپس پمپ قوی از کار بیفتند (شکل ۸ نمودار آبی)، در وسط لوله اول ($x=250$ m) و در زمان‌های ۵، ۱۵ و ۳۰ ثانیه با تعداد گره‌های مکانی متفاوت (اندازه گام زمانی و تعداد آن‌ها با توجه به اندازه گام مکانی با عدد کورانت واحد به دست می‌آید) را با نتایج دقیق مقایسه کرده و درصد خطا در هر یک از حالات محاسبه می‌شود. در شکل ۱۲، تغییرات تعداد گام‌های مکانی در راستای x و درصد خطا در راستای y در زمان‌های مختلف نشان داده شده است که حاکی از تطابق مناسب حل عددی با جواب‌های دقیق است.



شکل ۱۱- تغییرات آلفا ($\frac{N}{N_R}$) در سیستم لوله کشی بعلت توقف ناگهانی ابتدا پمپ قوی و پس از ۲۰ ثانیه پمپ ضعیف. (قهوه ای: تغییرات آلفا در پمپ ضعیف؛ سبز: تغییرات آلفا در پمپ قوی)

همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، فشارهای بحرانی (ماکزیمم و مینیمم) در نمودار قرمز (ابتدا پمپ قوی و سپس ضعیف از کار می‌افتد). به ترتیب، برابر با ۳۷/۵۲ متر و ۱/۹۸- متر و در نمودار آبی (ابتدا پمپ ضعیف و سپس قوی از کار می‌افتد)، ۴۱ متر و ۲/۶۷- متر است. در نمودار قرمز، فشار ماکزیمم ۳/۴۸ متر کمتر (۹/۲۷ درصد کاهش فشار حداکثر) و فشار مینیمم ۰/۶۹ متر بیشتر (۳۴/۸ درصد افزایش فشار حداقل) از نمودار آبی است.

در شکل ۹، فشارهای بحرانی (ماکزیمم و مینیمم) در نمودار قرمز به ترتیب، برابر با ۷۵/۲۷ متر و ۰/۹۵- متر و در نمودار آبی، ۷۸/۸۶ متر و ۱۷/۶۷- متر است. در نمودار قرمز فشار ماکزیمم ۳/۵۹ متر کمتر (۴/۷ درصد کاهش فشار حد اکثر) و فشار مینیمم ۱۶/۷۲ متر بیشتر (۹۵ درصد افزایش فشار حداقل) از نمودار آبی است.

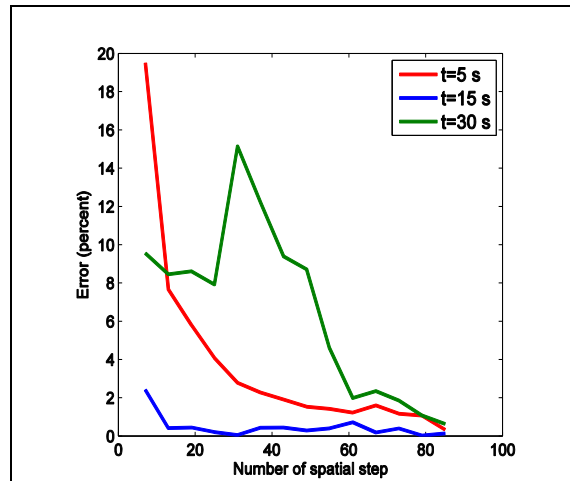
با توجه به شکل‌های ۸ و ۹، حالت قرمز (خاموشی ابتدا پمپ قوی و سپس ضعیف) نسبت به حالت آبی (خاموشی ابتدا پمپ ضعیف و سپس قوی)، از نظر فشارهای بحرانی وارد شده به سیستم برتری دارد.

شکل ۱۰، نشان دهنده‌ی تفاوت قدرت پمپ‌ها است. هنگامی که، پمپ قوی ابتدا قطع می‌شود، نسبت به حالت عکس آن، دبی در سیستم لوله‌کشی با سرعت بیشتری کاهش می‌یابد، این کاهش دبی در هر دو حالت به حدی

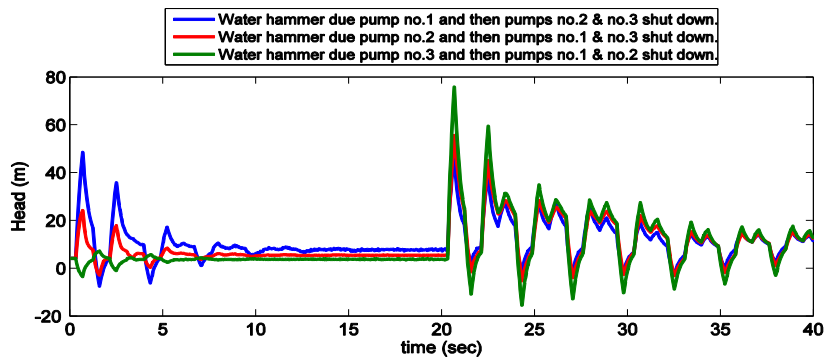
۳-۱-۲- خاموشی سه پمپ در دو گام

اگر سیستم لوله‌کشی شامل، سه پمپ قوی، متوسط و ضعیف (پمپ‌های شماره یک تا سه از جدول ۲) باشد و پس از خاموشی یکی از پمپ‌ها و سپس دو پمپ دیگر با هم و به فاصله‌ی زمانی ۲۰ ثانیه خاموش شوند، فشارهای وارده در خط مکش ($x=250$ m) و رانش ($x=750$ m) به ترتیب مطابق شکل‌های ۱۳ و ۱۴ است.

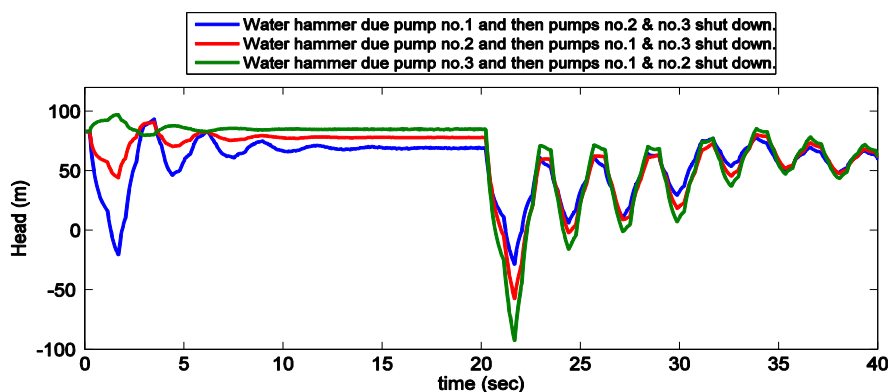
با توجه به شکل ۱۳، فشار ماکزیمم در خط مکش در نمودارهای سبز، قرمز و آبی به ترتیب برابر با ۷۵/۸۸ متر، ۵۵/۵۸ متر و ۴۸/۵۵ متر است در نمودار آبی، فشار ماکزیمم ۷/۰۳ متر کمتر (۱۴/۴ درصد کاهش فشار حداکثر) از نمودار قرمز و ۲۷/۳۳ متر کمتر (۵۶/۳ درصد کاهش فشار حداکثر) از نمودار سبز است.



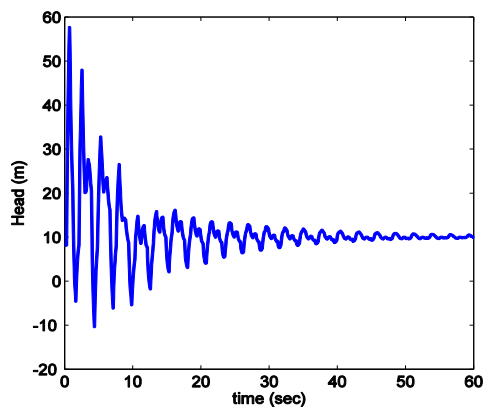
شکل ۱۲- نمودار راستی آزمایشی مقدار فشار در زمان‌های ۵، ۱۵ و ۳۰ ثانیه در محل وسط لوله اول (حالت آبی شکل ۸)



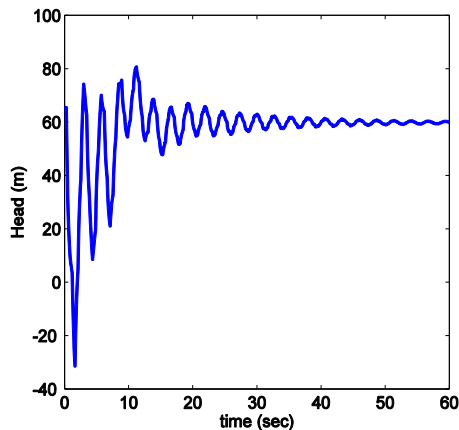
شکل ۱۳- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ به علت توقف ناگهانی یکی از پمپ‌ها و سپس دو پمپ دیگر به فاصله‌ی زمانی ۲۰ ثانیه در خط مکش ($x=250$ m)



شکل ۱۴- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ به علت توقف ناگهانی یکی از پمپ‌ها و سپس دو پمپ دیگر به فاصله‌ی زمانی ۲۰ ثانیه در خط رانش ($x=750$ m) (نمودار آبی: ابتدا پمپ قوی قطع می‌شود. نمودار قرمز: ابتدا پمپ متوسط قطع می‌شود. نمودار سبز: ابتدا پمپ ضعیف قطع می‌شود).



شکل ۱۶- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط مکش ($x=250$ m)



شکل ۱۷- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط رانش ($x=750$ m)

از مقایسه‌ی شکل‌های ۱۶ و ۱۷، می‌توان نتیجه گرفت که چون موج ضربه‌ی قوچ در زمان $(\frac{2L}{a})$ طول هر یک از لوله‌ها است) به محل پمپ بر می‌گردد (خط مکش ۰/۹۱ ثانیه و خط رانش ۱/۸۲ ثانیه)، سبب شکستگی در نتایج فشار می‌شود.

۴- نتیجه گیری

از بررسی‌های انجام شده روی نتایج مدل‌های عددی که برای حالت‌های مختلف گروه پمپ ارائه گردید، نتایج در شش مورد قابل بیان است:

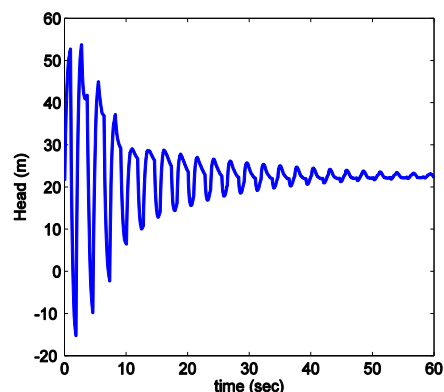
با توجه به شکل ۱۴، فشار مینیمم در خط رانش در نمودارهای سبز، قرمز و آبی به ترتیب، برابر با ۹۲/۶۲- متر، ۵۷/۴۷- متر و ۲۸/۴۵- متر است در نمودار آبی، فشار مینیمم ۲۹/۰۲ متر بیشتر (۱۰۲ درصد افزایش فشار حداقل) از نمودار قرمز و ۶۴/۱۷ متر بیشتر (۲۲۵ درصد افزایش فشار حداقل) از نمودار سبز است.

با توجه به شکل‌های ۱۳ و ۱۴، حالت آبی (خاموشی پمپ قوی در ابتدا) نسبت به حالت قرمز (خاموشی پمپ متوسط در ابتدا) و این حالت نسبت به حالت آبی (خاموشی پمپ ضعیف در ابتدا)، از لحاظ کاهش فشارهای بحرانی برتری بسیار قابل توجهی دارد.

۳-۲- قطع ناگهانی گروه پمپ سری

اگر سیستم لوله‌کشی شامل، ۴ پمپ مشابه (پمپ شماره سه از جدول ۲) باشد و سیستم پمپاژ به صورت ناگهانی متوقف شود، شکل‌های ۱۵، ۱۶ و ۱۷ به ترتیب، فشار در محل شبکه‌ی پمپ (بعد از پمپ اول)، خط رانش ($x=750$ m) و مکش ($x=250$ m) نشان می‌دهد.

نکته ای که در مورد شکل ۱۵ می‌توان گفت، این است که فشار بلافاصله بعد از پمپ اول کاهش پیدا نکرده در حالی که می‌دانیم که بعد از قطع پمپ بایستی فشار در محل بعد از پمپ (خط رانش) کاهش و در قبل از پمپ (خط مکش)، افزایش پیدا کند، اما این کاهش به علت افزایش فشار قبل از پمپ دوم از بین رفته است و همان‌طور که می‌بینیم، حتی سبب اندکی افزایش فشار شده است.



شکل ۱۵- فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در محل شبکه پمپ (بعد از پمپ اول)

۶- اگر بخواهیم بهترین ترتیب برای از کار افتادن پمپ‌ها از لحاظ حداکثر و حداقل فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ به سیستم پیش بینی کنیم، این‌گونه می‌توان شرح داد که پمپ‌ها به ترتیب قدرتشان از کار بیفتند، زیرا پمپ‌های دیگر که هنوز در حال کار هستند، سبب برقراری جریان در سیستم شده و لذا تغییر سرعت ($\Delta V = V_2 - V_1$) ناشی از خاموشی پمپ تقلیل می‌یابد، که این امر، کاهش حداکثر فشار و افزایش حداقل فشار به سیستم را به دنبال خواهد داشت. چنانچه عکس این حالت اتفاق بیفتد در ابتدا چون پمپ قوی در حال کار است، فشار نسبت به حالت پایدار قبل نوسانات بسیار کمی دارد، ولی زمانی که پمپ قوی از کار بیفتد، چون پمپ دیگری وجود ندارد تا میزان نوسانات را کاهش دهد، فشارهای بسیار بیشتری به سیستم وارد می‌شود.

مراجع

- [1] Chaudhry, M. H. (2014). Applied Hydraulic Transients Third Edition. New York: Springer New York Heidelberg Dordrecht London.
- [2] Wylie, E.B. and Streeter, V.L. (1993). Fluid Transients in Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J.
- [3] Thorley, A. R. D. (1969), "Pressure Transients in Hydraulic Pipelines," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 91, pp. 453-461.
- [4] Bergant, A., Simpson, A.R. (1999). Pipeline column separation flow regimes, ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 125. 835-848.
- [5] Bergant, A., Simpson, A.R., Tijsseling, A.S. (2006). Water hammer with column separation: A historical review, Journal of fluids and Structures, 22. 135-171.
- [6] Keramat, A., Ahmadi, A., & Majd, A. (2009). Transient cavitating pipe flow due to a pump failure. 3rd IAHR International Meeting of the WorkGroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, 475-486.
- [7] Ahmadi, A., & Keramat, A. (2010). Investigation of fluid-structure interaction with various types of junction coupling. Journal of Fluids and Structures, 1123-1141.
- [8] Guinot, V., (2002). Riemann solvers for water hammer simulations by Godunov method. Int. J. Numer. Methods Eng. 49, 851-870.

۱- در حالت ماندگار در یک گروه پمپ سری شامل، دو پمپ با قدرت‌های متفاوت زمانی که پمپ ضعیف جلوتر از پمپ قوی قرار گیرد به ازای هم‌ه‌ی دبی‌ها، هد بیشتری به سیستم وارد می‌شود، زیرا پمپ قوی، توانایی عبور جریان گذرا از پمپ ضعیف را داراست، در صورتی که اگر پمپ قوی جلوتر از پمپ ضعیف قرار بگیرد، پمپ ضعیف توانایی عبور جریان را ندارد و درگیری و اصطکاک بیشتری نسبت به حالت اول در سیستم به‌وجود می‌آید.

۲- در یک گروه پمپ سری، با خاموش شدن ناگهانی گروه پمپ نسبت به حالتی که به نوبت خاموش می‌شوند، فشارهای بیشتری ناشی از ضربه‌ی قوچ به سیستم وارد می‌شود. و هر چه سیستم پمپاژ قوی تر باشد، ضربه‌ی قوچ با شدت بیشتری در سیستم رخ می‌دهد.

۳- در یک سیستم لوله‌کشی می‌توان به جای پمپ‌های قوی، از تعداد بیشتری پمپ ضعیف برای انتقال جریان استفاده کرد که در صورتی که دو سیستم، جریان ماندگار با خصوصیات یکسان داشته باشند، در این هنگام جریان غیرماندگار اثرات متفاوتی از لحاظ حداکثر و حداقل فشار به سیستم وارد نمی‌کند، لیکن برتری تعداد بیشتری پمپ ضعیف آن است که اگر پمپ‌ها را به ترتیب با فاصله زمانی بزرگ‌تر از نصف پریرود لوله‌های قبل و بعد از شبکه پمپ خاموش کرد، فشارهای حاصل از ضربه‌ی قوچ کاهش می‌یابند.

۴- همان‌طور که از شکل‌های ۸ و ۹ مشخص است، زمانی که ابتدا پمپ قوی از کار می‌افتد، حداقل فشار، بیشتر و حداکثر فشار وارد به سیستم کمتر می‌شود، زمانی که پمپ قوی ابتدا خاموش می‌شود، چون پمپ ضعیف در حال کار می‌باشد، فشارهای کمتری نسبت به حالتی که پمپ ضعیف ابتدا از کار افتاده و بعد از آن پمپ قوی خاموش می‌شود، در سیستم لوله‌کشی به‌وجود می‌آید.

۵- از مقایسه نتایج خاموشی دو پمپ و سه پمپ در دو گام می‌توان نتیجه گرفت که هر چه قدرت پمپ‌ها و تفاوت قدرت پمپ‌ها بیشتر باشد، ترتیب خاموش کردن آن‌ها اهمیت بیشتری پیدا می‌کند، یعنی زمانی که ابتدا پمپ قوی سیستم پمپاژ سری و سپس پمپ ضعیف از کار بیفتد، می‌تواند فشارهای بحرانی وارده بر سیستم را نسبت به حالت عکس آن تا چندین برابر کاهش داد.

- [14] Kay, Melvyn (2008). Practical Hydraulics (2nd Ed.). Taylor & Francis.
- [15] Shu, Jian-Jun (2003). "Modelling vaporous cavitation on fluid transients". International Journal of Pressure Vessels and Piping 80 (3): 187-195.
- [16] Bergant, A., and Simpson, A.R. (1997). Development of a generalised set of pipeline water hammer and column separation equations. Report n. R149, Dept. of Civil and Envir. Engrg. University of Adelaide, Adelaide, Australia.
- [17] Almeida, A.B. and Koelle, E. (1992). Fluid Transients in Pipe Networks, Computational Mechanics Publications, Elsevier Applied Science, Southampton, UK.
- [18] Bergant, A., Simpson, A.R, Vitkovsky, J. (2001). Developments in unsteady pipe flow friction modeling. Journal of Hydraulic Research Vol. 39. Issue 3. 249-257.
- [19] Thorley, A. R. D. (2004), Fluid Transients in Pipelines (2nd ed.), Professional Engineering Publishing.
- [20] Nourbakhsh, S.A., Jaumotte, B.A., Hirsch, C., Parizi, H.B. (2008). Turbopumps and pumping systems. Springer.
- [9] Sepahran, M., Badrinoudeh, M., (2012)., Water Hammer Simulation by Implicit Finite Difference Scheme Using Non-Symmetrical Staggered Grid., Recent Advances in Fluid Mechanics, Heat & Mass Transfer and Biology., 47-52.
- [10] Afshar, M., Mahjoobi, J. (Autumn 2007). Optimal Design of Pumped Pipeline Systems Using Genetic Algorithm and Mathematical Optimization. Journal of water & wastewater. 35-48.
- [11] Nixon, W., Ghidaoui, M.S., (2007). Numerical sensitivity study of unsteady friction in simple systems with external flows. J. Hydraul. Eng. ASCE 133 (7), 736-749.
- [12] Sharif, F., Siosemarde, M., Merufinia, E., Esmatsaatlo, M. (2014). Comparative Hydraulic Simulation of Water Hammer in Transition Pipe Line Systems with Different Diameter and Types. Journal of Civil Engineering and Urbanism, 282-286.
- [13] Couzinet, A., Gros, L., Pierrat, D. (2013). Characteristics of Centrifugal Pumps Working in Direct or Reverse Mode: Focus on the Unsteady Radial Thrust. International Journal of Rotating Machinery, 1-11.