

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی عمران و معماری

گروه عمران

پایان نامه کارشناسی ارشد

مدلسازی عددی جریان غیرماندگار در سیستم‌های گروهی

پمپاژ آب

امیر پارسا صدر

اساتید راهنما:

دکتر احمد احمدی،

دکتر علیرضا کرامت

شهریور ۱۳۹۴



شماره :

تاریخ :

بسمه تعالی

مدیریت

تحصیلات تکمیل

فرم صورتجلسه دفاع پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای امیر پارسا صدر رشته عمران گرایش سازه های هیدرولیکی تحت عنوان مدلسازی عددی جریان غیرماندگار در سیستم های گروهی پمپاژ آب

که در تاریخ ۹۴/۶/۱۶ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح زیر است :

قبول (با درجه : _____ امتیاز _____)	<input type="checkbox"/>	دفاع مجدد	<input type="checkbox"/>	مردود	<input type="checkbox"/>
---------------------------------------	--------------------------	-----------	--------------------------	-------	--------------------------

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	a عضو هیأت داوران
	دانشیار	احمد احمدی	۱- استاد راهنما
	استادیار	علیرضا کرامت	
			۲- استاد مشاور
	استادیار	مهدی گلی	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	استادیار	مهدی عجمی	۴- استاد ممتحن
	استادیار	سعید گلیان	۵- استاد ممتحن

تأیید رئیس دانشکده

تشکر و قدردانی

هر نفسی که فرو می‌رود ممدّ حیات است و چون برون می‌آید مفرّح ذات، پس در هر نفس دو نعمت موجود است و بر هر نعمت شکری واجب.

اول خدای را سپاس که لطف و بخشایش او نصیب این بنده حقیر گشت تا بتوانم این مجموعه را به تحریر در آروم.

سپس قبل از هر چیز، بر خود لازم می‌دانم تا از اساتید راهنمای ارجمندم، جناب آقای دکتر احمد احمدی و جناب آقای دکتر علیرضا کرامت، به خاطر حمایت‌های پیوسته، آموزش‌ها و رهنمودهای ارزشمند، تشویق‌ها و دلگرمی‌هایشان در تمام مدت انجام این پژوهش، تقدیر و تشکر ویژه‌ای نمایم.

همچنین، از پدر، مادر، خواهر و برادرم، که همواره حامی و مشوق بنده بودند، تشکر می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب امیر پارسا صدر دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی عمران - گرایش سازه‌های هیدرولیکی دانشکده عمران و معماری دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مدلسازی عددی جریان غیرماندگار در سیستم‌های گروهی پمپاژ آب تحت راهنمایی دکتر احمد احمدی و دکتر علیرضا کرامت متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تا کنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرکی یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام << دانشگاه صنعتی شاهرود >> و یا <<shahrood university of technology>> به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افراد که در به دست آوردن نتایج اصلی پایان نامه تاثیر گذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاقی انسانی رعایت شده است.

مالکیت نتایج و حق و نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحوی مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه / رساله بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده:

از آنجاییکه در سیستم‌های بزرگ یک پمپ قادر به تأمین دبی و هد مورد نیاز نمی‌باشد لذا پمپ‌ها را به صورت سری و موازی به یکدیگر متصل می‌کنند تا هد و دبی مورد نیاز تأمین گردد. همانطور که می‌دانیم خاموشی یا توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها سبب ایجاد جریان غیرماندگار در سیستم لوله‌کشی می‌شود. بررسی حداکثر و حداقل فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ نقش مهمی در طراحی سیستم لوله‌کشی دارد. هدف از این تحقیق بررسی جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی پمپ‌ها در شرایط مختلف اعم از توقف ناگهانی کل سیستم و خاموشی گام به گام پمپ‌ها می‌باشد و همچنین ارائه‌ی بهترین الگوریتم برای خاموشی پمپ‌ها در سیستم‌های پمپاژ سری و موازی، برای کاهش فشار حداکثر می‌باشد.

برای بررسی جریان غیرماندگار در این حالت سیستم‌های مختلف لوله‌کشی با گروه پمپ‌های سری و موازی مورد بررسی قرار گرفت و انواع ممکن خاموشی این پمپ‌ها برای کاهش فشار ماکزیمم و افزایش فشار مینیمم مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی جریان گذرا در این حالت از معادلات حاصل از هیدرولیک جریان و روابط حاکم بر پمپ‌ها استفاده شده است. معادلات حاصل از هیدرولیک جریان، پیوستگی و مومنتم می‌باشند که برای حل آنها از روش خطوط مشخصه‌ی صریح استفاده شده است. از طرفی روابط حاکم بر پمپ‌ها به ترتیب معادلات تعادل هد و تغییر گشتاور می‌باشند که در هر گام زمانی با استفاده از روش عددی نیوتون رافسون حل شده‌اند. همچنین برای مدل‌سازی سیستم پمپاژ از فرض پمپ‌های همگن استفاده شده است در این فرض پمپ‌ها را به صورت مشابه برای استفاده از منحنی‌های خطوط مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار بر اساس سرعت ویژه تقسیم بندی می‌کنند.

با توجه به نتایج حاصل شده خاموشی گام به گام پمپ‌ها در سیستم پمپاژ سری و موازی باعث کاهش قابل توجه فشارهای ناشی از ضربه‌ی قوچ در سیستم می‌شود. همچنین در زمان استفاده از پمپ‌های متفاوت ترتیب خاموشی هر یک از پمپ‌ها در حداکثر فشار وارد بر سیستم اثر می‌گذارد و بهتر است که

پمپ‌ها به ترتیب قدرتشان از کار بیفتند. از سوی دیگر فاصله زمانی خاموشی بین پمپ‌ها یکی دیگر از عوامل تاثیرگذار در فشارهای بحرانی می‌باشد. که این مسائل بر اساس نتایج حاصله بحث و بررسی شده است.

کلمات کلیدی: ضربه‌ی قوچ؛ توقف ناگهانی و گام به گام پمپ‌ها؛ سیستم پمپاژسری و موازی؛ جریان

ماندگار و غیرماندگار؛ خطوط مشخصه؛

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

مقالات مجلات علمی

۱- پارسا صدر، امیر. احمدی، احمد. کرامت، علیرضا. لشگرآرا، بابک (۱۳۹۳)، " بررسی ضربه قوچ ناشی از خاموشی گام به گام و همزمان پمپها در سیستم پمپاژ سری ". مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شماره‌ها، دوره ۴، شماره ۴، صفحه ۲۰۷-۲۲۱.

2- Parsasadr, A., Ahmadi, A., & Keramat, A. (2014). Waterhammer caused by intermittent pump failure in pipe systems including parallel pump groups. Ahvaz: Journal of Hydraulic Structures (JHS). (پذیرش در سایت)

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۱	فصل اول: مقدمه
۲	۱-۱- مقدمه
۳	۲-۱- پمپ و انواع آن
۵	۳-۱- پدیده ضربه قوچ (چکش آبی)
۷	۱-۳-۱- ضربه‌ی قوچ ناشی از توقف ناگهانی پمپ
۹	۲-۳-۱- اثرات ناشی از ضربه قوچ
۱۰	۴-۱- اهداف و فرضیات پایان نامه
۱۱	۵-۱- فصل بندی پایان نامه
۱۳	فصل دوم: تاریخچه و مطالعات پیشین
۱۴	۱-۲- هیدرولیک جریان میرا در لوله‌ها
۱۷	۲-۲- جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی سیستم‌های پمپاژ
۲۱	فصل سوم: مدل ریاضی
۲۲	۱-۳- معادلات دیفرانسیلی حاکم بر جریان غیرماندگار

- ۲۳.....۱-۱-۳- معادلات حاکم.....
- ۲۴.....۲-۱-۳- مدلسازی اصطکاک.....
- ۲۵.....۲-۲- معادلات حاکم بر پمپها در جریان غیرماندگار.....
- ۲۵.....۱-۲-۳- منحنی مشخصه پمپ در حالت غیر ماندگار.....
- ۲۸.....۲-۲-۳- معادلات حاکم بر پمپها در حالت سری.....
- ۲۹.....۱-۲-۲-۳- معادله تعادل هد در گروه پمپ سری:.....
- ۳۲.....۲-۲-۲-۳- معادله گشتاور (تغییر سرعت) در گروه پمپ سری:.....
- ۳۳.....۳-۲-۳- معادلات حاکم بر پمپها در حالت موازی.....
- ۳۴.....۲-۳-۲-۳- معادله تعادل هد در شبکه پمپاژ موازی:.....
- ۳۶.....۳-۳-۲-۳- معادله گشتاور(تغییر سرعت) در شبکه پمپاژ موازی:.....
- ۳۷ فصل چهارم: روش های حل عددی.....
- ۳۸.....۱-۴- مقدمه.....
- ۳۹.....۲-۴- حل عددی معادلات ضربه قوچ با روش MOC.....
- ۴۰.....۲-۲-۴- روش حل.....
- ۵۰.....۳-۴- حل عددی معادلات حاکم بر پمپها.....
- ۵۵.....۴-۴- پیاده سازی شرطهای مرزی.....
- ۵۵.....۱-۴-۴- مخزن بالا دست.....
- ۵۶.....۲-۴-۴- مخزن پایین دست.....
- ۵۷.....۵-۴- حل معادلات حاکم بر پمپها با روش عددی نیوتون رافسون.....
- ۵۸.....۲-۵-۴- حل معادلات حاکم بر پمپها در سیستم پمپاژ سری با روش عددی نیوتون رافسون.....

- ۴-۵-۳- حل معادلات حاکم بر پمپها در سیستم پمپاژ موازی با روش عددی نیوتون رافسون ۵۹
- ۴-۶- الگوریتم کلی در حل عددی ۶۱
- فصل پنجم: صحت سنجی و ارائه نتایج ۶۳
- ۵-۱- مقدمه ۶۴
- ۵-۲- مقایسه با نتایج مرجع ۶۴
- ۵-۳- خاموشی گام به گام سیستم پمپاژ سری و موازی ۶۷
- ۵-۴- بررسی جریان غیرماندگار ناشی از توقف گروه پمپ سری ۶۹
- ۵-۴-۱- فشارهای وارد بر سیستم در اثر خاموشی دو پمپ مشابه به صورت گام به گام ۷۰
- ۵-۴-۲- تفاوت اثرات فشار ناشی از خاموشی گام به گام با همزمان ۷۳
- ۵-۴-۳- جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی گروه پمپ سری شامل دو پمپ متفاوت ۷۴
- ۵-۴-۴- جایگزینی تعداد پمپهای ضعیف با یک پمپ قوی در سیستم پمپاژ سری ۷۶
- ۵-۴-۵- عملکرد پمپها در سیستم پمپاژ سری در حالت غیرماندگار ۷۹
- ۵-۵- بررسی جریان غیرماندگار ناشی از توقف گروه پمپ موازی ۸۳
- ۵-۵-۱- بررسی فشارهای بحرانی ضربه قوچ در صورت افزایش تعداد پمپهای موازی ۸۴
- ۵-۵-۲- بررسی جریان غیرماندگار در صورت خاموشی گام به گام پمپهای سیستم پمپاژ موازی ۸۶
- ۵-۵-۲-۱- خاموشی دو پمپ متفاوت در دو گام ۸۶
- ۵-۵-۲-۲- خاموشی دو پمپ مشابه در دو گام ۸۸
- ۵-۵-۳- قطع ناگهانی سیستم پمپاژ موازی ۹۲
- ۵-۶- فاصله زمانی بهینه برای خاموشی گام به گام ۹۴

۹۶-۷-۵- بررسی جریان در حالت ماندگار.....

۹۷-۷-۵-۱- منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار.....

۹۸-۷-۵-۲- منحنی مشخصه سیستم‌های پمپاژ سری و موازی در حالت ماندگار.....

۱۰۳- فصل ششم: خلاصه، نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات.....

۱۰۴-۱-۶- خلاصه.....

۱۰۴-۲-۶- نتیجه‌گیری.....

۱۰۵-۱-۲-۶- تفاوت اثرات فشار ناشی از خاموشی گام به گام با همزمان.....

۱۰۵-۲-۲-۶- اثر جایگزینی تعدادی پمپ‌های ضعیف با یک پمپ قوی در سیستم پمپاژ سری.....

۱۰۶-۳-۲-۶- اثر خاموشی گام به گام پمپ‌های متفاوت در سیستم پمپاژ.....

۱۰۶-۴-۲-۶- عملکرد پمپ در حالت ماندگار و غیرماندگار.....

۱۰۶-۵-۲-۶- فاصله زمانی بهینه بین خاموشی‌های گام به گام.....

۱۰۷-۶-۲-۶- الگوریتم مناسب برای خاموشی گام به گام سیستم پمپاژ.....

۱۰۷-۳-۶- پیشنهادات برای ادامه کار.....

۱۱۱- پیوست.....

۱۱۵- منابع.....

فهرست اشکال

- شکل (۱-۱) اثرات ناشی از پدیده ضربه قوچ در لوله، در یک سیکل بعد از بسته شدن ناگهانی شیر..... ۶
- شکل (۲-۱) تغییرات فشار با زمان در پشت شیر، الف) بدون اصطکاک، ب) با در نظر گرفتن اصطکاک..... ۷
- شکل (۱-۳) منحنی مشخصه (فشار-هد و دوران خالص) پمپ در حالت غیرماندگار برای سرعت ویژه ۲۴,۵ واحد..... ۲۷
- شکل (۲-۳) سیستم لوله‌کشی و شبکه پمپاژ..... ۲۹
- شکل (۳-۳) مرز سیستم پمپاژ سری در مدل تفاضل محدود..... ۳۱
- شکل (۴-۳) مرز شبکه پمپاژ موازی در مدل تفاضل محدود..... ۳۴
- شکل (۱-۴) خطوط مشخصه در صفحه $x-t$ ۴۳
- شکل (۲-۴) وضعیت خطوط مشخصه برای گره..... ۴۷
- شکل (۳-۴) پمپ و شیر کنترل آن که به صورت یک نقطه i نمایش داده می‌شوند..... ۵۰
- شکل (۴-۴) منحنی‌های پمپ در تمام حالت‌های ممکن در یک پمپ با $N_s=1270$ gpm (Wylie, et al., 1993). به وضعیت عملکرد پمپ در ناحیه‌های توربینی، استهلاک، نرمال و معکوس نیز توجه شود..... ۵۲
- شکل (۵-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن بالا دست..... ۵۶
- شکل (۶-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن پایین دست..... ۵۶
- شکل (۱-۵) مشخصات هندسی سیستم لوله‌کشی تحقیق کرامت..... ۶۵
- شکل (۲-۵) فشار در محل قبل از پمپ (قرمز: نتایج کرامت و همکاران؛ آبی: نتایج مدل عددی)..... ۶۶
- شکل (۳-۵) فشار در محل بعد از پمپ (قرمز: نتایج کرامت و همکاران؛ آبی: نتایج مدل عددی)..... ۶۶
- شکل (۴-۵) نمودار بررسی وابستگی حل عددی به شبکه در زمان‌های ۵، ۱۵ و ۳۰ ثانیه در محل وسط لوله اول..... ۶۸
- شکل (۵-۵) نمودار بررسی وابستگی حل عددی به شبکه در زمان‌های ۵، ۱۵ و ۳۰ ثانیه در محل وسط لوله اول..... ۶۹
- شکل (۶-۵) فشارهای ناشی از خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ده ثانیه الف) در وسط لوله شماره یک (خط مکش) ب) وسط لوله شماره دو (خط رانش)..... ۷۱
- شکل (۷-۵) فشارهای ناشی از خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی بیست ثانیه الف) در وسط لوله شماره یک (خط مکش) ب) وسط لوله شماره دو (خط رانش)..... ۷۲

شکل (۵-۸) فشار های ناشی از خاموشی همزمان دو پمپ در وسط لوله شماره یک (گراف آبی) و مقایسه با حالت گام به گام (گراف قرمز)..... ۷۴

شکل (۵-۹) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۲۰ ثانیه از پمپ قبل در خط مکش (آبی: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف؛ قرمز: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی)..... ۷۶

شکل (۵-۱۰) منحنی تراز تراز هیدرولیکی جریان در حالت ماندگار (قرمز: سیستم شامل یک پمپ قوی؛ آبی: سیستم شامل چهار پمپ ضعیف)..... ۷۷

شکل (۵-۱۱) تاریخچه فشار در وسط لوله اول (قرمز: خاموشی پمپ قوی؛ آبی: خاموشی همزمان ۴ پمپ ضعیف)..... ۷۸

شکل (۵-۱۲) توقف ۴ پمپ در دو گام..... ۷۹

شکل (۵-۱۳) تغییرات آلفا (N/N_R) در سیستم لوله‌کشی بعلت خاموشی دو پمپ مشابه با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه..... ۸۰

شکل (۵-۱۴) تغییرات نو (ν) نسبت به زمان در سیستم لوله‌کشی بعلت خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه..... ۸۱

شکل (۵-۱۵) تغییرات آلفا (N/N_R) در سیستم لوله‌کشی بعلت توقف ناگهانی ابتدا پمپ قوی و پس از ۲۰ ثانیه پمپ ضعیف. (قهوه‌ای: تغییرات آلفا در پمپ قوی؛ سبز: تغییرات آلفا در پمپ ضعیف)..... ۸۲

شکل (۵-۱۶) تغییرات نو (U) نسبت به زمان در سیستم لوله‌کشی بعلت خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه..... ۸۳

شکل (۵-۱۷) دبی عبوری از سیستم لوله‌کشی به ازای افزایش تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست..... ۸۴

شکل (۵-۱۸) حداکثر هد در خط مکش ($x=200\text{ m}$)، رانش ($x=800\text{ m}$) و محل پمپ اول از گروه پمپ‌های موازی ($x=500\text{ m}$) با تغییر تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست (آبی: خط مکش؛ سبز: خط رانش؛ قرمز: محل شبکه پمپ)..... ۸۵

شکل (۵-۱۹) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۱۰ ثانیه از پمپ قبل در خط مکش ($x=200\text{ m}$) (قرمز: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی؛ آبی: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف)..... ۸۷

شکل (۵-۲۰) تغییرات دبی نسبت به زمان در سیستم لوله‌کشی بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۱۰ ثانیه از پمپ قبل (قرمز: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی؛ آبی: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف)..... ۸۷

شکل (۵-۲۱) تغییرات دبی نسبت به زمان برای هر یک از پمپ‌ها در خاموشی گام به گام با فاصله زمانی ۱۰ ثانیه (قرمز: پمپ اول که در زمان صفر خاموش می‌شود؛ مشکی: پمپ دوم که در زمان ده ثانیه خاموش می‌شود؛ آبی: مجموع دبی عبوری از پمپ‌ها)..... ۸۹

شکل (۵-۲۲) تغییرات α (N/N_R) برای هر یک از پمپ‌ها در خاموشی گام به گام با فاصله زمانی ۱۰ ثانیه (قرمز: پمپ اول

- که در زمان صفر خاموش می‌شود؛ مشکلی: پمپ دوم که در زمان ده ثانیه خاموش می‌شود..... ۹۰
- شکل (۲۳-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت خاموشی همزمان و گام به گام پمپ‌ها با گام زمانی ۱۰ ثانیه (آبی: توقف همزمان؛ قرمز: خاموشی پمپ‌ها با فاصله زمانی ۱۰ ثانیه)..... ۹۲
- شکل (۲۴-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط مکش ($x=200\text{ m}$)..... ۹۳
- شکل (۲۵-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط رانش ($x=800\text{ m}$)..... ۹۳
- شکل (۲۶-۵) خاموشی گام به گام سه پمپ در دوگام..... ۹۵
- شکل (۲۷-۵) حداکثر فشار وارد بر سیستم در هر نقطه با تغییر فاصله زمانی خاموشی پمپ‌ها..... ۹۶
- شکل (۲۸-۵) منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار برای پمپ به مشخصات ($N_R=1450, H_R=94.5$)..... ۹۸
- شکل (۲۹-۵) منحنی دبی در مقابل هد به ترتیب در سیستم‌های یک تا ده پمپ مشابه سری..... ۹۹
- شکل (۳۰-۵) منحنی مشخصه پمپ قوی..... ۱۰۰
- شکل (۳۱-۵) منحنی مشخصه‌ی پمپ ضعیف..... ۱۰۰

فهرست جداول

جدول (۱-۳) چهار ناحیه عملکرد پمپ ۲۶

جدول (۱-۵) مشخصات سیستم نشان داده شده در شکل (۱-۵) ۶۵

جدول (۲-۵) مشخصات پمپ‌ها ۷۵

فصل اول: مقدمه

۱-۱- مقدمه

ضربه قوچ یا چکش آبی^۱ پدیده ای است که همواره طراحان سیستم‌های هیدرولیکی را نگران می‌نماید. این پدیده در اثر تغییر سرعت ناگهانی سیال در خط لوله بوجود می‌آید. زمانی که این پدیده اتفاق می‌افتد در خصوصیات جریان (دبی، فشار و غیره) تغییراتی ایجاد خواهد شد. به طوری که دبی جریان صفر و فشار نسبت به حالت پایدار قبل، به طور نوسانی به مقدار زیادی افزایش و کاهش می‌یابد. موج‌های فشاری بوجود آمده، ناشی از ضربه‌ی قوچ، می‌توانند فشاری چندین برابر فشار کار سیستم تولید کنند و موجب بوجود آمدن تنش‌های بسیار بزرگی در اجزا مدار شده و در بعضی حالات قادر به ترکاندن لوله‌ها، پوسته پمپ و شکستن اتصالات شوند. یکی از عوامل ایجاد جریان غیرماندگار در سیستم‌های هیدرولیکی از کار افتادن پمپ‌ها به واسطه‌ی قطع برق یا خاموشی آن می‌باشد که هر چه سیستم پمپاژ قوی تر و بزرگ‌تر باشد به طبع آن ضربات ناشی از جریان غیرماندگار آن نیز بیشتر خواهد شد.

حال این سوال مطرح می‌شود که آیا در سیستم‌های بزرگ که پمپ‌های آن قوی می‌باشد با تغییر تعداد پمپ‌های سیستم پمپاژ و استفاده از تعداد بیشتری پمپ ضعیف به جای پمپ قوی، می‌توان این اثرات را کاهش داد؟ خاموشی گام به گام پمپ‌ها تا چه حد فشارهای ناشی از ضربه قوچ را کاهش می‌دهد؟ آیا فاصله زمانی خاموشی پمپ‌ها در کاهش فشارها اثرگذار است؟ آیا می‌توان راهکاری برای نحوه‌ی خاموشی پمپ‌ها ارائه داد که این اثرات را کاهش داد؟

تاکنون روش‌های مختلفی جهت کنترل ضربه قوچ و تعدیل فشارهای ناشی از خاموشی پمپ بکار گرفته شده است از جمله استفاده از چرخ لنگ در محور پمپ که باعث افزایش مدت زمان ایستادن پمپ می‌شود، استفاده از تکنیک خاموشی گام به گام به جای خاموشی همزمان پمپ‌ها که باعث کاهش افت فشار در سیستم می‌شود و غیره اشاره کرد. حال سوال این است که بهترین الگوریتم برای خاموشی گام به

1- water hammer

گام سیستم‌های پمپاژ چگونه خواهد بود؟

۱-۲- پمپ و انواع آن

پمپ به ماشینی (توربو ماشین) گفته می‌شود که انرژی مکانیکی را از یک منبع خارجی گرفته و به سیالی که از آن عبور می‌کند، انتقال دهد. در نتیجه، انرژی سیال پس از خروج از این دستگاه (پمپ) افزایش می‌یابد. در پمپ‌ها تغییرات انرژی سیال همواره به صورت تغییر فشار سیال مشاهده می‌گردد. از پمپ‌ها برای انتقال سیال به یک ارتفاع معین و یا جابجایی آن در یک سیستم لوله‌کشی و یا هیدرولیک استفاده می‌نمایند. به عبارت کلی، از پمپ برای انتقال سیال از یک نقطه به نقطه دیگر استفاده می‌کنند. پمپ‌ها را می‌توان از نظر کارکرد و سیستم عملکرد به ۷ دسته‌ی تناوبی^۱، گریز از مرکز^۲، توربینی^۳، دورانی^۴، ملخی^۵، شناور^۶ (برای چاههای عمیق) و لجن کش و فاضلاب^۷ تقسیم بندی نمود. که در میان انواع پمپ‌ها دو نوع پمپ در آبرسانی کاربرد فراوان دارند که عبارتند از تناوبی و گریز از مرکز یا سانتریفیوژ که امروزه با تکامل پمپ‌های سانتریفیوژ، پمپ‌های تناوبی کمتر مورد بهره برداری قرار می‌گیرند. از این رو در این تحقیق برای بررسی رفتار جریان در حالت ماندگار و غیرماندگار در اثر خاموشی پمپ‌ها از پمپ‌های گریز از مرکز استفاده شده است. از مزایای این پمپ‌ها نسبت به پمپ‌های دیگر می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

1- Reciprocating Pump

2- Centrifugal Pump

3- Turbine Pump

4- Rotary Pump

5- Propeller Pump

6- Deep-well Pump

7- Sump Pump

- چنانچه لوله تخلیه پمپ مسدود و یا تنگ گردد، فشار زیادی را که به پمپ آسیب رساند، ایجاد نخواهد کرد و در نتیجه بار آن به حدی نخواهد رسید که موتور محرک خود را از کار بیاندازد.

- کاربرد و استفاده از پمپ‌های سانتریفیوژ ساده می‌باشد.

- دارای ایمنی بیشتر در کار هستند.

- قیمت این پمپ‌ها نسبت به پمپ‌های دیگر ارزان تر می‌باشد.

- سیال را با فشار یکنواخت منتقل می‌کند.

- در سرعت‌های بالا قابل استفاده می‌باشند.

اصول کار این پمپ‌ها بر استفاده از نیروی گریز از مرکز ناشی از دوران پره‌های متحرک پایه گذاری شده است. موتور محرک، پروانه پمپ را با سرعتی برابر سرعت شاخص چرخش موتور می‌چرخاند. چرخش پروانه، باعث افزایش انرژی سیال وارد شده به پمپ می‌شود. در این وضعیت دو نیروی گریز از مرکز و نیروی چرخشی وارد می‌شود و باعث افزایش سرعت سیال می‌گردد. بدنه پمپ به گونه‌ای طراحی شده است که انرژی سرعتی سیال را به انرژی فشاری تبدیل نماید. حال در زمان خاموش کردن موتورهای برقی در پمپ‌های گریز از مرکز و یا خاموشی پیش بینی نشده (توقف ناگهانی^۱) ناشی از قطع جریان برق، نیروی دوران دهنده پمپ ناگهان از بین می‌رود و کاهش فشار زیادی در سیستم لوله‌کشی بوجود می‌آورد که باعث ایجاد ضربه‌ی قوچ می‌شود.

1- Power failure

۳-۱- پدیده ضربه قوچ (چکش آبی)

در سیستم های آبرسانی مانند لوله ها، جریان سیال می تواند ماندگار^۱ یا غیرماندگار^۲ باشد. جریان غیرماندگار، جریانی است که خصوصیات آن (دبی، فشار و...) با گذشت زمان تغییر می کند. جریان غیرماندگاری که بین دو جریان ماندگار رخ می دهد، جریان میرا یا گذرا^۳ نامیده می شود. ضربه قوچ نیز جریان گذرایی است که در اثر تغییر ناگهانی در سرعت سیال مانند بستن سریع شیر یا توقف ناگهانی پمپ یا توربین رخ می دهد. توقف ناگهانی جریان، موجب افزایش قابل توجه فشار در سیستم لوله می شود. لذا ضربه قوچ شامل تغییرات زیاد و گذرای فشار می باشد که می تواند به سیستم لوله و اتصالات جانبی خسارت های زیادی را وارد نماید.

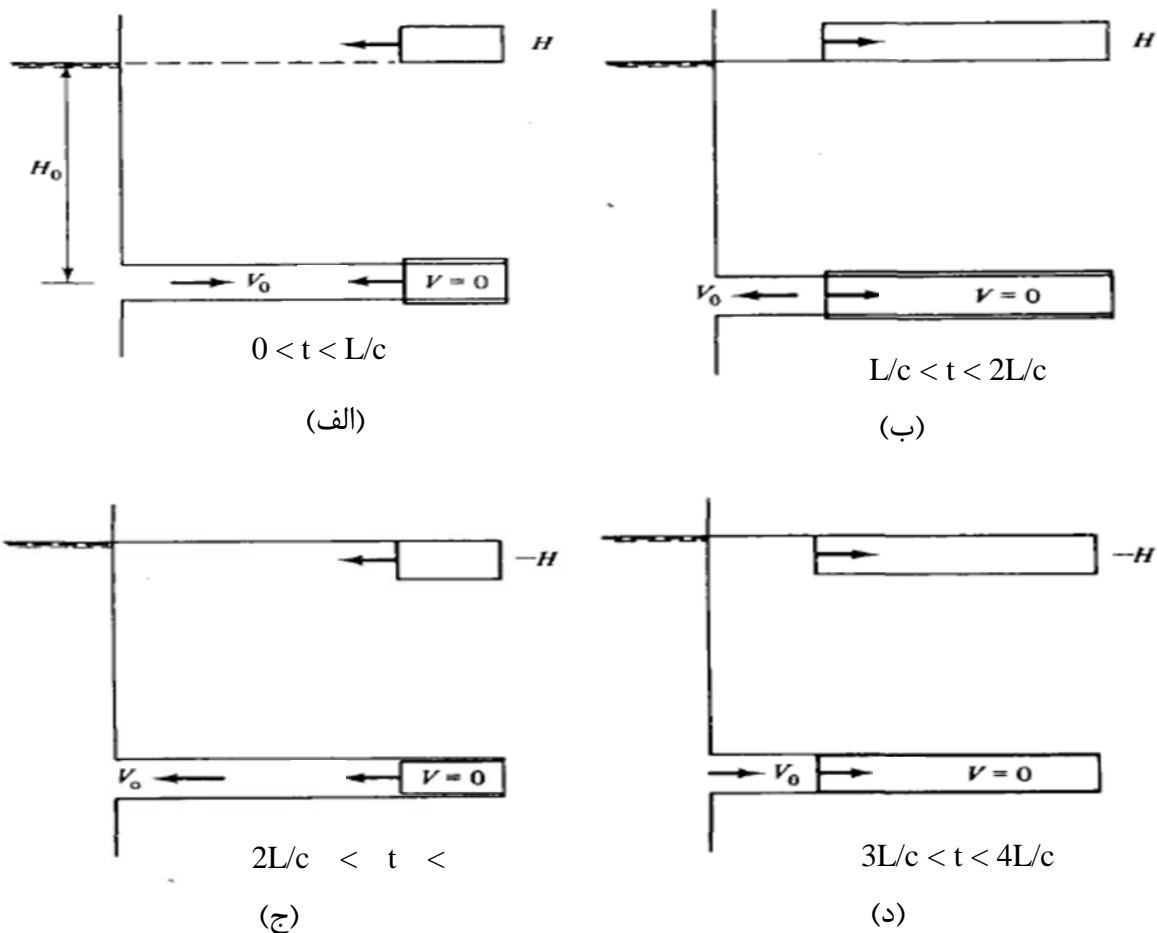
برای توضیح و درک بهتر پدیده ضربه قوچ، این مکانیزم در سیستم مخزن-لوله-شیر بررسی می شود. شکل (۱-۱) را در نظر بگیرید. اگر سیال در لوله به طول L با سرعت V_0 در حالت ماندگار در جریان باشد و ناگهان در لحظه $t=0$ ، شیر واقع در پایین دست بسته شود، سرعت در پشت شیر برابر صفر خواهد شد. بر اساس رابطه برنولی، در این لحظه فشار در پشت شیر به اندازه H افزایش می یابد و موجب انبساط لوله خواهد شد. از آنجایی که هنوز از بالادست، سیال با سرعت V_0 به سمت شیر در جریان است، لایه های سیال یکی پس از دیگری متراکم شده و این موج فشار با سرعت c به سمت بالا دست منتقل و در لحظه $t=L/c$ به مخزن خواهد رسید به طوری که تمام سیال موجود در لوله تحت هد اضافی H قرار می گیرد (شکل (۱-۱) الف). در این لحظه به دلیل عدم توانایی موج فشار در تغییر هد مخزن، شرایط نامتوازنی رخ خواهد داد، این امر باعث می شود تا جریان معکوسی در لوله با سرعت V_0 شکل گیرد تا

1- steady

2- unsteady

3- Transient fluid

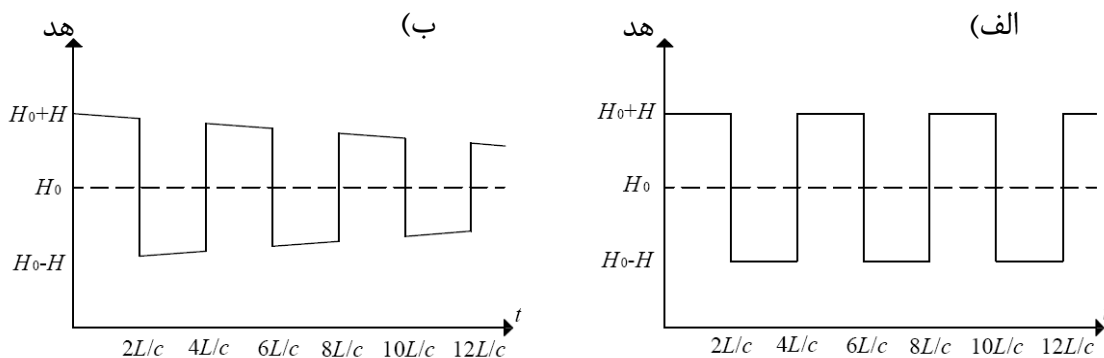
وضعیت جریان را به حالت قبل بازگرداند. موج کاهش فشار در لحظه $t=2L/c$



شکل (۱-۱) اثرات ناشی از پدیده ضربه قوچ در لوله، در یک سیکل بعد از بسته شدن ناگهانی شیر

به شیر خواهد رسید (شکل (۱-۱)-ب). پس از رسیدن موج کاهش فشار به شیر، از آنجایی که شیر بسته است و جریانی در آن شکل نمی‌گیرد، فشار در این لحظه در این محل به $(-H)$ خواهد رسید و موجب انقباض لوله خواهد شد. این موج فشار منفی با سرعت c به سمت بالادست حرکت خواهد کرد و در لحظه $t=3L/c$ به مخزن خواهد رسید (شکل (۱-۱)-ج). در این حالت چنانچه فشار درون لوله از فشار بخار کمتر

شود، سیال تبخیر، پدیده کاویتاسیون^۱ و جدایی ستون^۲ مایع رخ خواهد داد. پس از رسیدن موج فشار منفی به مخزن دوباره شرایط نامتوازنی ایجاد خواهد شد و سیال در درون لوله با سرعت V_0 به سمت جلو جاری می‌شود. در نتیجه همزمان با انتشار موج به طرف پایین دست با سرعت c ، لوله و جریان سیال به شرایط عادی بر می‌گردند. در زمانی که موج به شیر می‌رسد $t=4L/c$ ، شرایط دقیقا همانند زمان بسته شدن شیر است. این فرایند در هر $4L/c$ ثانیه تکرار می‌شود (Wylie, et al., 1978). در صورت وجود اصطکاک و سایر عوامل با هر تکرار مقداری از فشار کاسته می‌شود تا به حالت ماندگار و ساکن برسد (شکل (۲-۱) را ببینید).



شکل (۲-۱) تغییرات فشار با زمان در پشت شیر، (الف) بدون اصطکاک، (ب) با در نظر گرفتن اصطکاک

۱-۳-۱- ضربه‌ی قوچ ناشی از توقف ناگهانی پمپ

در موقع خاموش کردن موتورهای برقی در پمپ‌های گریز از مرکز و یا خاموشی‌های پیش بینی نشده ناشی از قطع جریان برق در شبکه شهری، نیروی دوران دهنده پمپ ناگهان از میان می‌رود. ولی به دلیل ادامه جریان آب در پمپ و انرژی سینتیک آن، حالت فشار و مکش در لوله‌ها تغییر می‌کند. در پمپ‌های

1- Cavitation

2- Column separation

آب رسانی جرم آبی که در لحظه قطع جریان برق به پمپ فشار می‌آورد ناچیز و جرم آبی که از آن دور گردیده و در پمپ ایجاد مکش می‌کند، بسیار زیاد می‌باشد. همچنین به علت سایش های درونی پمپ و موتور، کاهش فشار چشم‌گیری در پشت پمپ ایجاد می‌شود. این کاهش فشار در صورتی که زیاد باشد، سبب تبخیر آب و قطع جریان آب در لوله پشت سر پمپ می‌گردد. کاهش فشار نام برده در امتداد لوله به صورت یک موج با سرعت C حرکت کرده تا به قسمتی که مصرف وجود دارد، برسد. این موج در منبع نام برده منعکس گشته و به صورت موج افزایش فشار دوباره به سوی پمپ بر می‌گردد و به آن ضربه‌ای می‌زند. معمولاً در پمپ های آبرسانی برای جلوگیری از برگشت آب به درون پمپ شیر یکطرفه پس از پمپ کار می‌گذارند که با بسته شدن خود به خودی، مانع از برخورد ضربه نام برده به پره‌های پمپ گردد. بنابراین تنها ممکن است لوله پس از پمپ در اثر ضربه قوچ زیان ببیند. افت فشار بر روی نوسان‌های فشار نام برده تاثیر کرده و کم کم آن را مستهلک نموده و دستگاه به حالت تعادل در می‌آید. پدیده ضربه قوچ هنگام روشن کردن پمپ نیز رخ می‌دهد ولی معمولاً خطر ناشی از آن کمتر از خطری است که هنگام خاموش شدن پمپ بوجود می‌آید.

توضیحی دیگر بر پدیده ضربه قوچ به این صورت است که در لوله رانش، پس از توقف ناگهانی پمپ شرایط ناپایداری از نقطه نظر هیدرولیکی ایجاد می‌گردد. به این صورت که به محض توقف موتور پمپ، سرعت پمپ شروع به کاهش نموده و در این موقع فقط انرژی جنبشی بخش‌های مختلف چرخنده پمپ باعث ادامه دوران پمپ می‌شود که بسیار کمتر از انرژی لازم برای ادامه کار پمپ است. بنابراین دبی و ارتفاع نیز همزمان شروع به کاهش می‌نمایند. بعد از چند لحظه از شروع توقف پمپ، امواج منفی فشاری، با فشار خیلی پایین تر از فشار کار پمپ تشکیل می‌شوند. این امواج با کاهش فشار با سرعت زیاد در طول خط رانش به طرف انتهای آن حرکت می‌کنند و در همین حال سرعت پمپ به حدی کاهش می‌یابد که دیگر هیچ دبی تولید نمی‌شود. از این مرحله به بعد در صورت نبودن شیر یک طرفه، به علت عدم تولید

دبی توسط پمپ وتوقف سیال در لوله رانش، دبی در جهت عکس به طرف پمپ شروع به حرکت می نماید. که در این موقع به علت اینرسی قطعات متحرک پمپ، گردش پمپ در جهت عادی ادامه دارد. لیکن به علت برگشت سیال به داخل پمپ، سرعت دورانی سریعا کاهش یافته، تا به صفر برسد. این مرحله، استهلاک انرژی نام دارد. زیرا در این ناحیه با وجود چرخش پمپ در جهت عادی، هیچ گونه دبی تولید نمی شود و ارتفاع تولیدی پمپ نیز در کمترین حد خود، تقریبا در مقدار ثابتی باقی می ماند. پس از این مرحله پمپ به صورت توربین عمل می کند و در جهت عکس، دوران می کند. در همین حوالی، به علت برگشتن جریان آب به داخل پمپ، فشار در لوله رانش در حوالی پمپ افزایش پیدا می کند. این افزایش فشار تا زمانی که پمپ به سرعت فرار^۱ خود می رسد، ادامه می یابد. در این زمان بیشترین فشار ناشی از ضربه قوچ در خط رانش پمپ ایجاد می گردد. سرعت فرار پمپ تابعی از ماکزیمم فشار استاتیک سیستم و همچنین سرعت ویژه^۲ و راندمان پمپ می باشد. بعد از رسیدن پمپ به سرعت فرار، دبی برگشتی نیز در بیشترین حد خود در مقدار ثابتی باقی مانده و سپس شروع به کاهش نموده تا اینکه متوقف می گردد.

۱-۳-۲- اثرات ناشی از ضربه قوچ

تغییرات فشار در یک سیستم خط لوله باعث ایجاد جابجایی های دینامیکی در سازه لوله می شود، این جابجایی ها در جهت طولی^۳ و جانبی^۴ هستند. این لرزه های سازه ای می توانند باعث ایجاد نیروهای قابل ملاحظه ای در تکیه گاه ها شوند.

ضربه قوچ همچنین می تواند باعث ایجاد فشارهای زیاد و یا کم در لوله شود. فشارهای اضافی می توانند

-
- 1- Runaway Speed
 - 2- Specific Speed
 - 3- Longitudinal displacements
 - 4- Lateral displacements

خسارت‌هایی به پمپ‌ها، شیرها و دیگر متعلقات خطوط وارد کنند و یا باعث شکستگی خطوط لوله شوند. فشار کم باعث آزادسازی هوای محلول سیال می‌شود که اگر این فشار به فشار بخار سیال رسد به تبخیر شدید سیال منجر می‌شود. فشار کم داخل لوله می‌تواند به خرابی لوله بیانجامد. ارتعاشات ناشی از ضربه قوچ می‌تواند اثرات قابل توجهی در خطوط لوله ایجاد کند. این ارتعاشات از آنجا ناشی می‌شود که برخی جریان‌های متناوب باعث تهییج تجهیزات خطوط لوله در فرکانسی نزدیک به فرکانس طبیعی آن‌ها می‌شود. در این حالت، تنش‌ها و تغییر شکل‌های بزرگی همراه با سر و صدا اتفاق می‌افتد که ممکن است سیستم را دچار مشکل کند (تائبی، و غیره، ۱۳۷۹).

۱-۴- اهداف و فرضیات پایان نامه

در این پایان نامه تاثیر قطع ناگهانی و خاموشی های گام به گام در سیستم های لوله‌کشی شامل گروه پمپ‌های سری و موازی که باعث ایجاد پدیده ضربه قوچ می‌شود، مورد بررسی قرار می‌گیرد. از این گروه پمپ‌ها در سیستم‌های بزرگ در زمانی که یک پمپ قادر به تامین هد و دبی مورد نیاز نمی‌باشد استفاده می‌شود. لذا پمپ‌ها را به صورت سری و موازی به یکدیگر متصل می‌کنند تا دبی و هد مورد نیاز تأمین گردد.

معادلات حاکم بر حرکت سیال (پیوستگی و مونتوم) با استفاده از روش خطوط مشخصه (MOC) و به صورت صریح در هر گام زمانی و معادلات غیر خطی حاکم بر پمپ‌ها با استفاده از روش عددی نیوتون رافسون حل می‌شوند.

در واقع هدف اصلی از این مطالعه، بررسی، تحقیق و مقایسه تمامی حالات ممکن خاموشی پمپ در گروه پمپ‌های سری و موازی اعم از خاموشی گام به گام و همزمان، جایگزینی تعدادی پمپ ضعیف با یک پمپ قوی، اثر تعداد پمپ‌ها در توقف همزمان، اثر خاموشی گام به گام پمپ‌های متفاوت در سیستم پمپاژ

برای نیل به بهترین الگوریتم خاموشی پمپ‌ها از لحاظ حداقل شدن فشارهای بحرانی وارد به سیستم لوله‌کشی می‌باشد.

۵-۱- فصل بندی پایان نامه

پس از بیان مقدماتی در رابطه با پمپ و انواع آن و جریان غیرماندگار در سیستم‌های لوله‌کشی و چگونگی ایجاد ضربه قوچ ناشی از خاموشی پمپ که یکی از دلایل اصلی ایجاد ضربه در سیستم لوله‌کشی می‌باشد و همچنین اثرات این پدیده و بیان اهداف تحقیق حاضر در این فصل، در فصل‌های آتی به مباحث زیر پرداخته می‌شود.

در فصل دوم تاریخچه و مطالعات انجام شده پیرامون هیدرولیک جریان میرا در لوله‌ها و به طبع آن جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی و یا قطع پمپ در سیستم‌های هیدرولیکی و نتایج محققین قبلی آن در مورد این پدیده بررسی شده است.

در فصل سوم در ابتدا معادلات حاکم بر هیدرولیک جریان (پیوستگی و مومنتم) و نکات مربوط به هر دسته از معادلات دیفرانسیلی هیدرولیکی بیان شده است و پس از آن معادلات حاکم بر پمپ‌ها که به دو دسته تعادل هد و تغییر سرعت تقسیم می‌شوند مورد بررسی قرار گرفت و نحوه محاسبه‌ی این معادلات در سیستم‌های سری و موازی به طور کامل بیان شد.

در فصل چهارم نحوه حل عددی معادلات حاکم به روش خطوط مشخصه و نحوه پیاده سازی شرایط مرزی (شامل مخزن بالادست و پایین دست و شرط مرزی پمپ) حاکم بر مسئله توضیح داده خواهد شد. در واقع در این پایان نامه معادلات هیدرولیکی به روش خطوط مشخصه و معادلات غیرخطی حاکم بر پمپ‌ها به روش عددی نیوتون-رافسون حل می‌شوند. در پایان این فصل نیز الگوریتم کلی حل عددی تشریح می‌شود.

در فصل پنجم برای بررسی درستی نحوه‌ی مدلسازی جریان غیرماندگار ناشی از قطع ناگهانی پمپ، در ابتدا نتایج حاصل از مدل عددی را با نتایج محققین قبلی مقایسه کرده و سپس برای بررسی وابستگی حل عددی به شبکه و راستی آزمایی نتایج حاصل از خاموشی گام به گام را با نتایج دقیق مقایسه خواهد شد. سپس با استفاده از مطالب بیان شده در فصل سوم و چهارم نحوه‌ی تولید منحنی‌های مشخصه سیستم‌های پمپاژ بیان خواهد شد. در نهایت نتایج حاصل از مدل عددی در شرایط ماندگار و غیرماندگار به طور کامل مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

در فصل ششم پس از ارائه خلاصه‌ای از تحقیق حاضر و برخی نتایج حاصله از کار روی این موضوع، به طرح نکات و پیشنهاداتی برای ادامه این مطالعه پرداخته شده است.

فصل دوم: تاریخچه و مطالعات

پیشین

۱-۲- هیدرولیک جریان میرا در لوله‌ها

مطالعه هیدرولیک جریانهای میرا از قرن ۱۷ میلادی با تحقیق در باره نحوه انتشار امواج صوتی در هوا و انتشار امواج در آبهای کم عمق شروع شد. نیوتن^۱ و لاگرانژ^۲ نخستین کسانی بودند که در این زمینه به مطالعه پرداختند. مونژ^۳ در سال ۱۷۸۹ روشی ترسیمی برای انتگرال گیری از معادلات دیفرانسیل جزئی ارائه کرد و آنرا روش مشخصه (MOC)^۴ نامید. هلم هولتز^۵ اولین کسی بود که دریافت، سرعت امواج فشاری در آب داخل لوله کمتر از سرعت موج در آبهای آزاد است. او این اختلاف را ناشی از کشسان بودن جدار لوله دانست. وبر^۶ جریان سیال غیر قابل تراکم را در لوله های کشسان مورد مطالعه قرار داد و آزمایشاتی جهت تعیین سرعت امواج فشاری انجام داد. همچنین او معادلات پیوستگی و اندازه حرکت که اساس مطالعات جریانهای غیرماندگار هستند را ارائه نمود. ماری^۷ نیز آزمایشات متعددی جهت تعیین سرعت موج فشاری انجام داد و دریافت که اولاً سرعت موج مستقل از دامنه امواج فشاری است و ثانیاً سرعت موج با ضریب الاستیسیته جدار لوله متناسب است. کورت وگ^۸ نخستین کسی بود که سرعت موج را با توجه به کشسان بودن جدار لوله و کشسانی سیال بدست آورد. گرومیکا^۹ (Gromeka, 1883) برای اولین بار افتهای اصطکاکی را به هنگام تحلیل ضربه قوچ مد نظر قرار داد. او فرض کرد که سیال غیر

1- Newton

2- Lagrange

3- Monge

4- Method Of Characteristics

5- Helmholtz

6- Weber

7- Marey

8- Korteweg

9- Gromeka

قابل تراکم است و افتهای اصطکاکی با سرعت رابطه مستقیم دارند. در سال ۱۸۹۷ ژوکوفسکی^۱ بر اساس مطالعات نظری و آزمایشگاهی که انجام داد، گزارشی در مورد تئوری اساسی ضربه قوچ منتشر نمود. او رابطه ای جهت سرعت انتشار موج فشاری بدست آورد که در آن کشسان بودن سیال و جدار لوله در نظر گرفته شده بود. همچنین او با استفاده از معادلات پیوستگی و اندازه حرکت، رابطه ای ما بین کاهش سرعت و افزایش فشار ناشی از آن بدست آورد. وی همچنین تحقیقاتی درباره اثرات سرعت بسته شدن یک شیر انجام داد و دریافت که افزایش فشار در لوله به زمان بسته شدن شیر ارتباط دارد. آلیوی^۲ در سال ۱۹۰۲ تئوری عمومی ضربه قوچ خود را منتشر کرد. معادله اندازه حرکتی که او بدست آورد از آنچه کورت وگ بدست آورده بود، دقت بیشتری داشت. گیبسون^۳ (Gibson, 1919) بر اساس تئوری ژوکوفسکی رساله ای ارائه کرد که برای اولین بار در تحلیل جریان، افتهای اصطکاکی بصورت غیر خطی در نظر گرفته شده بودند. وود^۴ روشی ترسیمی - تحلیلی جهت تحلیل جریان ضربه قوچ ارائه داد. لووی^۵ هم در سال ۱۹۲۸ روش ترسیمی مشابهی ارائه نمود و مسأله تشدید حاصل از عملکرد تناوبی شیرها و همچنین کاهش فشار ناشی از باز شدن آهسته شیرها را مورد بررسی قرار داد. وی در تحلیل خود تلفات اصطکاکی را با اضافه کردن جمله مربوط به اصطکاک در معادلات دیفرانسیل جزئی در نظر گرفت. برگرون^۶ روش ترسیمی را برای تعیین شرایط در مقاطع میانی خط لوله بسط و گسترش داد. وی اولین کسی بود که در تحلیل ترسیمی خود تلفات اصطکاکی را در نظر گرفت.

1- Joukowski

2- Allievi

3- Gibson

4- Wood

5- Lowy

6- Bergeron

در سال ۱۹۳۳ کنفرانس مشترکی توسط انجمن مهندسين راه و ساختمان آمریکا^۱ و انجمن مهندسين مکانیک آمریکا^۲ برگزار شد که در آن رساله های متعددی در مورد تحلیل ضربه قوچ در خطوط لوله انتقال ارائه گردید. همچنین در اجلاس سالانه انجمن مهندسين مکانیک آمریکا در سال ۱۹۳۷ مقالاتی در مورد تحلیل مخازن هوای تحت فشار و شیرها و همچنین چگونگی در نظر گرفتن منحنی مشخصه کامل پمپ و مقایسه بین نتایج محاسبه شده و نتایج آزمایشگاهی ارائه گردید. در فاصله سالهای ۱۹۴۰ تا ۱۹۶۰ کتابها و مقالات متعددی در زمینه ضربه قوچ منتشر گردید. رويس^۳ (Ruus, 1966) اولین شخصی بود که روشی برای تعیین مراحل بسته شدن شیر ارائه کرد که روش بسته شدن بهینه شیر^۴ نامیده شد. گری (Gray, 1953) در بررسی افت انرژی در پدیده ضربه قوچ، روش مشخصه را در تحلیل کامپیوتری بکار برد.

کیبلکا و فرانک^۵ و استریتر^۶ از این روش در تحلیل کامپیوتری سیستم های لوله کشی پیچیده بهره گرفتند. گری^۷ (Gray, 1953) روش مشخصه را در تحلیل کامپیوتری ضربه قوچ بکار برد. لای^۸ و استریتر (Streeter, et al., 1963) در مقاله ای مشترک ، برای نخستین بار روش مشخصه را در تحلیل جریان میرا ، با استفاده از کامپیوتر تعمیم دادند. بعدها استریتر مقالات متعددی درباره روش مشخصه ارائه نمود. همچنین کتابی (Wylie, et al., 1978) در مورد جریانهای میرای هیدرولیکی منتشر کرد.

1- ASCE

2- ASME

3- Ruus

4- Optimum Valve Closure

5- Cableca & Franc

6- Streeter

7- Gray

8- Lai

۲-۲- جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی سیستم‌های پمپاژ

از آنجاییکه در سیستم‌های بزرگ غالباً یک پمپ قادر به تامین هد مورد نیاز نمی‌باشد از گروه پمپ‌های سری برای انتقال جریان استفاده می‌شود. حال توقف هر یک از پمپ‌های سیستم پمپاژ، باعث ایجاد ضربه‌ی قوچ در سیستم می‌شود. در اثر توقف تمامی پمپ‌های سیستم پمپاژ چون به صورت ناگهانی کاهش هد زیادی در سیستم بوجود 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 باعث 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 می‌باشد. 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 می‌باشد.

چادری^۱ (Chaudhry, 2014) و وایلی و استریتر^۲ (Wylie, et al., 1993) 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 (Thorley, 1969) به بررسی عملکرد ایمن سیستم‌ها پرداخت.

1- Chaudhry

2- Streeter

3- Thorley

برگانت^۱ و همکاران (Bergant, et al., 1999) (Bergant, et al., 2006) کرامت و همکاران (Keramat, et al., 2009) جدایی ستون مایع در اثر ضربه قوچ ناشی از خاموشی پمپ و انواع حالت‌های ممکن مورد بررسی قرار دادند. احمدی و همکاران (Ahmadi, et al., 2010) به بررسی اثر ارتعاشات پمپ بر روی هیدرولیک جریان و به طور کلی تداخل سیال-سازه ناشی از پمپ پرداخته اند. گینوت^۲ (Guinot, 2002) 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 (Sepahran, et al., 2012) 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 (Afshar, et al., 2007) 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، بویژه مقدار فشار منفی ایجاد شده و جدایی ستون مایع ناشی از آن کاهش می‌یابد. همچنین شریف و همکاران (Sharif, et al., 2014) تاثیر 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 می‌تواند میزان نوسانات ناشی از ضربه قوچ را کاهش داد. کوزینه^۳ و همکاران (Couzinet, et al., 2013) 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. سوارز و همکاران (Soares, et al., 2008) به مدلسازی مخزن ضربه گیر برای یک سیستم پمپاژ مشخص با استفاده از معادلات کلاسیک ضربه قوچ و حل آن با روش خطوط مشخصه پرداختند و نتایج دبی و فشار در حالت

1- Bergant

2- Guinot

3- Couzinet

غیرماندگار را نشان و همچنین نتایج در حالت مدلسازی اصطکاک ماندگار و غیرماندگار را مقایسه کردند. همچنین سوارز (Soares, et al., 2013) در تحقیقی دیگر به تحلیل میرایی در جریان غیرماندگار ناشی از به کار افتادن سیستم پمپاژ پرداختند و نشان دادند که مدلسازی اصطکاک به صورت غیرماندگار در این شرایط جوابهای دقیق تری بدست می‌دهد.

از این رو در این تحقیق با استفاده از معادلات حاکم بر جریان (معادلات پیوستگی و اندازه حرکت) با استفاده از روش خطوط مشخصه و معادلات حاکم بر پمپ (معادله تعادل هد و تغییر سرعت) با استفاده از روش عددی نیوتون-رافسون به بررسی جریان در حالت غیرماندگار ناشی از توقف پمپ در سیستم های پمپاژ که فشارهای قابل ملاحظه و صدمات جبران ناپذیری به خط انتقال وارد می‌کند، پرداخته شده است.

فصل سوم: مدل ریاضی

۳-۱- معادلات دیفرانسیلی حاکم بر جریان غیرماندگار

حل معادلات حاکم در مکانیک سیالات یکی از مطرح‌ترین مسائل در علوم مهندسی است. در اغلب موارد فرمولبندی قوانین پایه‌ی مکانیک سیالات، به صورت معادلات دیفرانسیل پاره‌ای (پی دی ای) در می‌آید. عموماً معادلات حاکم در مکانیک سیالات، یک مجموعه معادلات دیفرانسیل پاره‌ای غیرخطی و وابسته را ایجاد می‌کنند که باید در قلمرو ناهموار با شرایط اولیه و مرزی مختلف حل شوند. برای جریان آب که در داخل یک لوله حرکت می‌کند، تحت هر شرایطی باید معادلات مومنتم (اندازه حرکت) و پیوستگی همواره برقرار باشند. متغیرهای موثر در تغییر رفتار جریان سیال دو متغیر فشار (P) و سرعت (V) هستند.

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 (Kay, et al., 2008) و برای محاسبه با دقت بیشتر از روش خطوط مشخصه استفاده می‌شود (Shu, et al., 2003). در فصل چهارم روش خطوط مشخصه و حل معادلات حاکم به صورت کامل بیان خواهد شد.

برای بررسی جریان این شرایط از تئوری ضربه قوچ کلاسیک استفاده می‌شود. در این تئوری برای بررسی جریان غیرماندگار و بدست آوردن معادلات ضربه‌ی قوچ فرضیه‌های زیر در نظر گرفته شده است (Bergant, et al., 1997):

۱- حرکت سیال در خط لوله به صورت یک بعدی است.

۲- توزیع سرعت در هر مقطع به صورت یکنواخت و با یک سرعت متوسط فرض می‌شود.

۳- افت‌های اصطکاکی در حالت جریان غیرماندگار، برابر با افت‌های اصطکاکی در جریان ماندگار در

نظر گرفته می‌شود.

۴- لوله پر است و در خلال جریان غیرماندگار پر باقی می‌ماند.

۵- در جریان غیرماندگار، جدایی ستون مایع رخ نمی‌دهد و فشار سیال همواره از فشار بخار سیال بزرگتر است.

۶- گازهای آزاد درون سیال آنقدر کوچک اند که سرعت موج را می‌توان به صورت ثابت در نظر گرفت.

۷- جدار لوله و سیال به صورت الاستیک، خطی فرض می‌شوند.

۳-۱-۱- معادلات حاکم

این معادلات توصیف کننده‌ی جریان‌های گذرا با فرضیات تراکم‌پذیری سیال و الاستیک بودن دیواره‌های لوله به طور خطی، بر حسب دو متغیر وابسته سرعت $v(x,t)$ و فشار $H(x,t)$ و دو متغیر مستقل مکان در طول لوله (x) و زمان (t) به صورت زیر می‌باشد (Tijsseling, 1993).

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (1-3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + V \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial H}{\partial x} + g \sin \theta + J_q = 0 \quad (2-3)$$

$$a^2 = \frac{K / \rho}{1 + \frac{KD}{E \times e}} \quad (3-3)$$

که در آن a سرعت موج فشاری است و توسط رابطه (۳-۳) تعریف می‌شود، K مدول بالک، E مدول الاستیسته لوله، e ضخامت لوله، g شتاب ثقل، ρ چگالی سیال، θ زاویه لوله نسبت به افق، V سرعت سیال و D قطر لوله و J اصطکاک جداره لوله (در ادامه در مورد محاسبه و نحوه مدلسازی آن توضیح داده خواهد شد) می‌باشد. ترم‌های انتقال غیرخطی $V \frac{\partial p}{\partial x}$ ، $V \frac{\partial v}{\partial x}$ و در اغلب مسائل ضربه قوچ به دلیل کوچکی قابل

صرف نظر کردن هستند. که در این صورت معادله ضربه قوچ به معادله کلاسیک تبدیل خواهد شد، در اینجا نیز از این ترمها چشم پوشی کرده ایم.

معادلات حاکم را به شکل ماتریسی زیر می توان باز نویسی نمود:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + A \frac{\partial u}{\partial x} = S \quad (۴-۳)$$

که در آن $u = \begin{pmatrix} H \\ V \end{pmatrix}$ و $A = \begin{pmatrix} 0 & \frac{a^2}{g} \\ g & 0 \end{pmatrix}$ و $S = \begin{pmatrix} 0 \\ J \end{pmatrix}$ است. با استفاده از روش تورو^۱، برای سیستم های

هذلولوی، معادله (۴-۳) را می توان به صورت زیر باز نویسی نمود (Toro , 2008):

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial f(u)}{\partial x} = S \quad (۵-۳)$$

که در آن $f(u) = Au$ ، این طرح به ضربه قوچ کلاسیک اشاره دارد، جایی که ترم انتقال گرما قابل چشم پوشی است.

۳-۱-۲- مدلسازی اصطکاک

در این تحقیق برای مدلسازی اصطکاک در جریان های غیرماندگار، از اصطکاک شبه پایدار داری وایسباخ (J_q) استفاده می شود. برای به دست آوردن جمله اصطکاک شبه- پایدار داری وایسباخ، فرض می شود که پروفیل سرعت در حالت جریان ناماندگار در مقایسه با پروفیل سرعت در حالت جریان ماندگار با همان سرعت متوسط، تغییری نمی کند. مدل اصطکاکی شبه پایدار به صورت زیر تعریف می شود (Adamkowski , et al., 2006):

1- Toro

$$J_q = \frac{f V|V|}{D} \quad (6-3)$$

که در آن f ضریب دارسی وایسباخ است که مقدار آن را می‌توان بر حسب عدد رینولدز و ضریب زبری نسبی ($\frac{\epsilon}{D}$) از دیاگرام مودی به دست آورد.

۳-۲- معادلات حاکم بر پمپ‌ها در جریان غیرماندگار

برای مدل‌سازی سیستم در حالت غیرماندگار ناشی از قطع ناگهانی در محل پمپ از روابط و معادلات حاکم بر پمپ‌ها برای بدست آوردن مشخصات جریان غیرماندگار استفاده می‌شود. برای حل این معادلات از منحنی‌های مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار استفاده می‌شود.

۳-۲-۱- منحنی مشخصه پمپ در حالت غیر ماندگار

دو فرض اساسی جهت 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 (Wylie, et al., 1993). برای تعیین شرایط مرزی در حالت غیرماندگار باید رابطه ای 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) می‌باشد. تغییرات سرعت دورانی پره پمپ در جریان غیرماندگار وابسته به گشتاور خالص (T) و ممان اینرسی قسمت چرخنده و سیال در حال گردش می‌باشد. 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 می‌باشند، منحنی مشخصه یا عملکرد پمپ نامیده می‌شوند. این منحنی‌ها بر اساس روابط پمپ‌های هم خانواده و استفاده از پارامترهای بی بعد ارائه گردیده اند 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 اکثر حالات، برای رسم منحنی مشخصه به کمک سرعت ویژه، پمپ‌ها را دسته بندی می‌کنند.

به زمانی که مقادیر T, N, H, Q دارای بیشترین راندمان می‌باشند، حالت شاخص گفته می‌شود (Chaudhry, 2014)، (Wylie, et al., 1993). با استفاده از این مقادیر، ۴ پارامتر بی بعد- همولوگ زیر معرفی می‌شود:

$$\vartheta = \frac{Q}{Q_R}; h = \frac{H}{H_R}; \alpha = \frac{N}{N_R}; \beta = \frac{T}{T_R} \quad (۷-۳)$$

زیرنویس R نشان دهنده‌ی مقدار کمیت‌ها در حالت شاخص می‌باشد.

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 رسم می‌کنند (Wylie, et al., 1993).

جدول (۱-۳) 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 $x = \pi + \tan^{-1} \frac{\vartheta}{\alpha}$ و در محور عمودی یکی بر

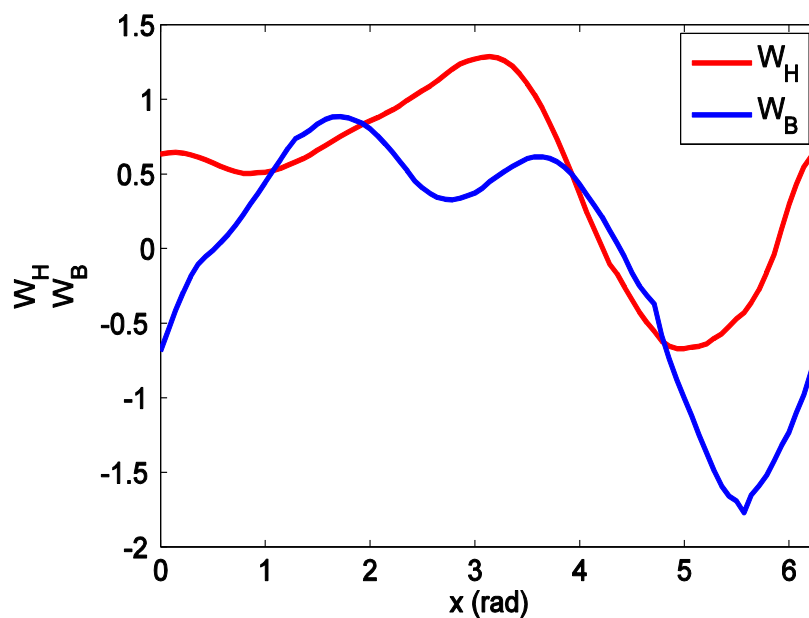
حسب $W_H = \frac{h}{\alpha^2 + \vartheta^2}$ و دیگری $W_B = \frac{\beta}{\alpha^2 + \vartheta^2}$ می‌باشد. از آنها به ترتیب جهت تعیین هد و گشتاور

استفاده شده که با رنگ قرمز و آبی در شکل (۱-۳) مشخص شده اند. این منحنی‌ها برای مقادیر مختلف

سرعت‌های ویژه (N_s) مشخص بوده که در شکل (۱-۳) برای سرعت ویژه ۲۴,۵ واحد ترسیم شده است.

$$N_s = \frac{N_R Q_R^{0.5}}{H_R^{0.75}} \quad (۱-۳)$$

در رابطه‌ی فوق 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 می‌باشد.



شکل (۱-۳) 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 (۱-۳)) و Q و N بدست آمده

از معادلات حاکم بر پمپ‌ها تعیین می‌شوند. با استفاده از منحنی W_H داریم:

$$x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{\vartheta}{\alpha}\right); \vartheta = \frac{Q}{Q_R}; \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (9-3)$$

$$\frac{h}{\alpha^2 + \vartheta^2} = W_H(x) \quad (10-3)$$

$$H = W_H(x) \cdot (\alpha^2 + \vartheta^2) \cdot H_R \quad (11-3)$$

و برای منحنی W_B نیز خواهیم داشت:

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + \vartheta^2} = W_B(x) \quad (12-3)$$

$$T = W_B(x) \cdot (\alpha^2 + \vartheta^2) \cdot T_R \quad (13-3)$$

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

در روابط بالا مقادیر $W_H(x)$ و $W_B(x)$ با استفاده از x بدست آمده از معادله‌ی (۹-۳) از روی منحنی مشخصه پمپ (شکل (۱-۳)) خوانده می‌شود.

۳-۲-۲- معادلات حاکم بر پمپ‌ها در حالت سری

سیستم مورد بررسی در این قسمت از نوع سری می‌باشد. 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 ($H = H_1 + H_2 + \dots$).

برای بدست 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 می‌باشد که در جریان غیرماندگار برای بدست آوردن مشخصات جریان در نقطه‌ی پمپ از آنها استفاده می‌شود.

۳-۲-۱- معادله تعادل هد در گروه پمپ سری:

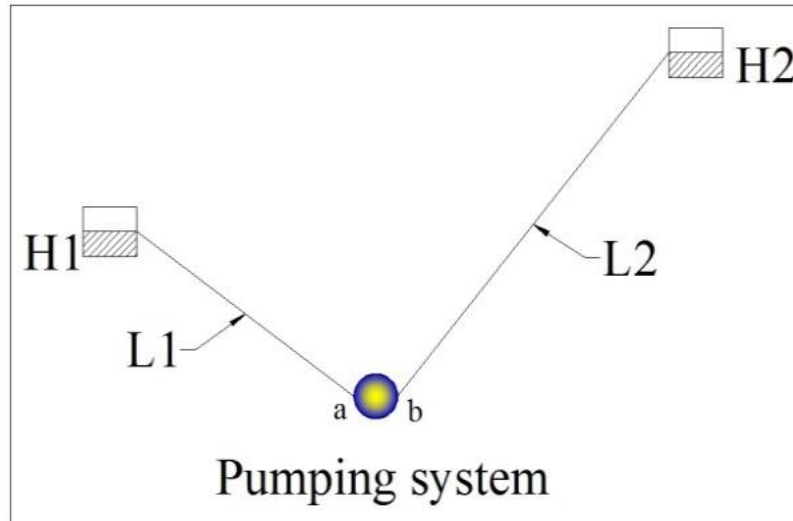
اگر H_a و H_b به ترتیب هد قبل و بعد از گروه پمپ سری (شکل (۳-۲)) باشد معادله‌ی تعادل هد

برای سیستم پمپاژ سری در هر زمانی به صورت زیر می‌باشد (Wylie, et al., 1993):

$$H_a + \sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i} - \sum h_f - H_b = 0 \quad (۳-۱۴)$$

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

می‌باشد. (که در این فرمول، i شماره‌ی پمپ و NPu تعداد کل پمپ‌ها است).



شکل (۳-۲) سیستم لوله‌کشی و شبکه پمپاژ

در پمپ‌های سری دبی عبوری از هر پمپ ثابت و برابر $Q = c_i \cdot \vartheta_1 \cdot Q_{R_i}$ می‌باشد. پس به ازای هر

تعداد پمپ یک مجهول ϑ_1 و به اندازه‌ی تعداد پمپ‌ها α_i ($i = 1, 2, \dots, NPu$) در هر گام زمانی مواجه

می‌شویم. در رابطه‌ی (۳-۱۴)، مجموع هد پمپ‌ها را می‌توان به صورت زیر بدست آورد:

$$\sum_{i=1}^{NPu} H_{P_i} = \sum_{i=1}^{NPu} (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{R_i} \quad (15-3)$$

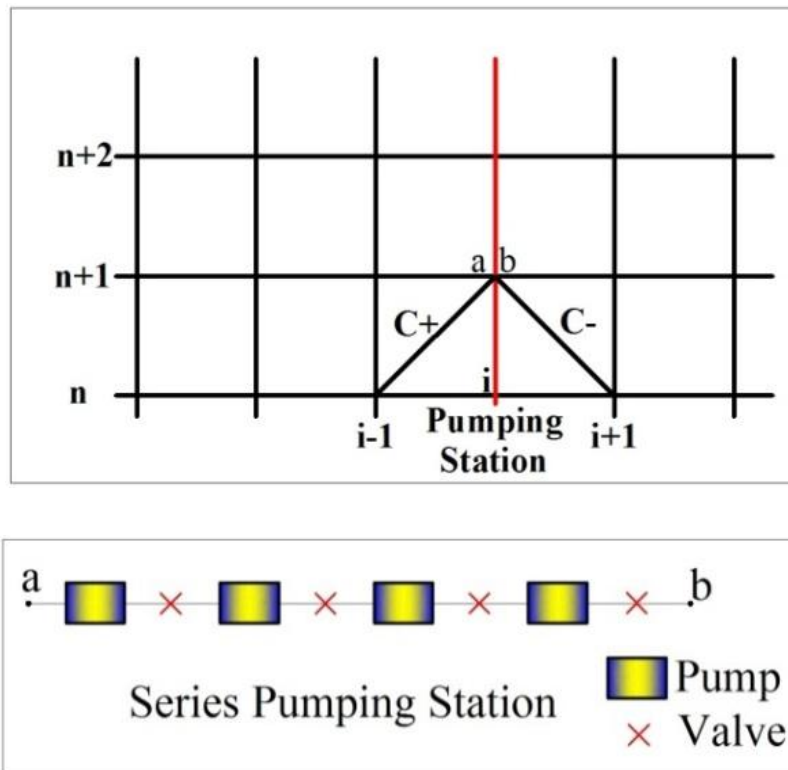
$$\alpha_i = \frac{N_i}{N_{R_i}} \quad (16-3)$$

$$\vartheta = \frac{Q}{Q_{R_1}} \quad (17-3)$$

$$c_i = \frac{\vartheta_i}{\vartheta_1} = \frac{Q_{R_1}}{Q_{R_i}} \quad (18-3)$$

$$W_H(x_i) = \frac{h_i}{\alpha_i^2 + \vartheta_i^2} \quad (19-3)$$

در این تحقیق برای مدلسازی به روش تفاضل محدود مطابق شکل (۳-۳)، 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 بدست می‌آید.



شکل (۳-۳) 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 (۲-۳) و شکل (۳-۳)) استفاده می‌شود:

$$H_a = C_p - B_p Q$$

(۲۰-۳)

$$H_b = C_m + B_m Q$$

در نهایت معادله تعادل هد برای یک گروه پمپ سری از ادغام روابط (۱۴-۳) الی (۲۰-۳) به صورت

زیر تبدیل می‌شود:

$$FH = (C_p - C_m) - Q(B_p + B_m) + \sum_{i=1}^n (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot WH(x_i) \cdot H_{R_i}$$

$$- \sum_{i=1}^n \frac{ck_i Q^2}{2gA^2} = 0 \quad (21-3)$$

که ck_i ضریب تلفات شیر i ام می باشد.

۳-۲-۲-۲- 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 می شود (Chaudhry, 2014)، (Wylie, et al., 1993):

$$T = -I \frac{d\omega}{dt} = -I \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dN}{dt} \quad (22-3)$$

که در آن I ممان اینرسی قسمت چرخنده که شامل پمپ و سیال درون آن می باشد. N و ω به ترتیب سرعت دورانی بر حسب دور در دقیقه و رادیان بر ثانیه می باشند. بر اساس روابط (۷-۳) و (۲۲-۳) داریم:

$$\beta = -I \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (23-3)$$

با استفاده از رابطه‌ی (۲۳-۳) و تبدیل رابطه‌ی (۲۲-۳) به صورت تفاضل محدود، معادله‌ی گشتاور

(تغییر سرعت) برای پمپ i ام به صورت زیر تبدیل می شود:

$$\beta + \beta_0 - I \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{\pi}{15 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_{i_0} - \alpha_i) = 0 \quad (24-3)$$

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

معادله‌ی فوق در نهایت برای پمپ i ام از گروه پمپ سری به صورت زیر ساده می شود:

$$FT_i = (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_B(x_i) + \beta_0 + I \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{\pi}{15 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_i - \alpha_{i_0}) = 0 \quad (25-3)$$

$$x_i = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{c_i \vartheta}{\alpha_i} \right) \quad (26-3)$$

در این رابطه $W_B(x_i)$ برابر مقدار W_B در نقطه x برای پمپ i ام است که از روی شکل (۳-۱) بدست می‌آید.

برای حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی (۳-۲۱) و (۳-۲۵) از روش عددی نیوتن رافسون با دقت ۴ رقم اعشار استفاده شده است. پس از حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی مذکور مقادیر $\vartheta_1, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{NPu}$ در هر گام زمانی بدست می‌آید. که با استفاده از روابط (۳-۲۷) الی (۳-۳۰) می‌توان مشخصات جریان و هر یک از پمپ‌ها را محاسبه نمود:

$$Q = c_i \cdot \vartheta_1 \cdot Q_{Ri} \quad (27-3)$$

$$N_i = \alpha_i \cdot N_R \quad (28-3)$$

$$H_{Pi} = (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{Ri} \quad (29-3)$$

$$T_{Pi} = (\alpha_i^2 + c_i^2 \vartheta^2) \cdot W_B(x_i) \cdot T_{Ri} \quad (30-3)$$

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

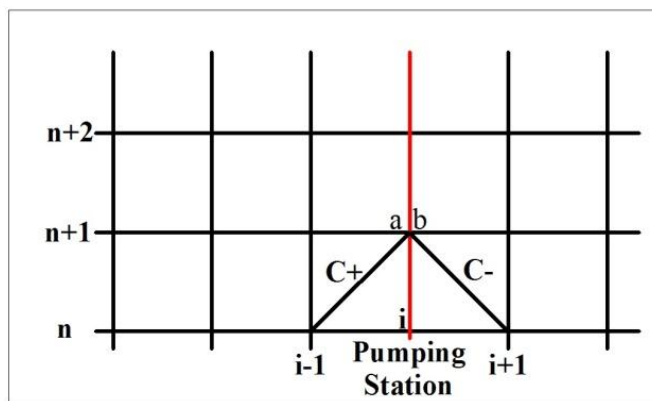
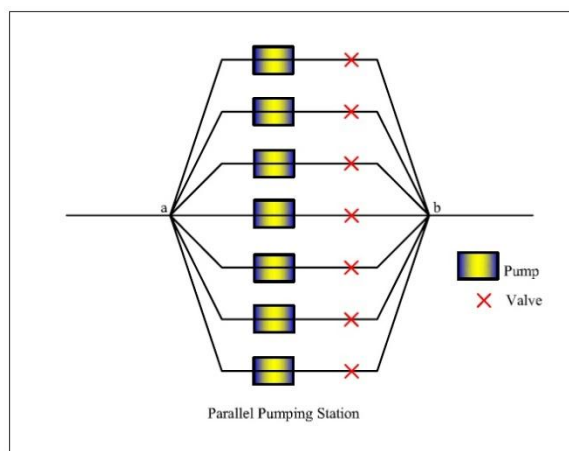
۳-۲-۳- معادلات حاکم بر پمپ‌ها در حالت موازی

سیستم پمپاژ مورد بررسی در این بخش از نوع موازی می‌باشد. در سیستم پمپاژ موازی دبی کل سیستم برابر با مجموع دبی تک‌تک پمپ‌ها است ($Q_{System} = Q_1 + Q_2 + \dots$) ولی در این حالت

هدکلی سیستم ثابت بوده ($H_{System} = H_1 = H_2 = \dots$) و به تعداد پمپ‌ها بستگی ندارد.

برای بدست آوردن دبی و هد در جریان غیرماندگار از روابط و معادلات حاکم بر پمپ‌ها استفاده شده است، و سپس با استفاده از منحنی‌های مشخصه‌ی هر پمپ مقادیر هد و گشتاور بدست آمده است. هر پمپ دارای ۲ معادله‌ی تعادل هد و گشتاور پمپ (تغییر سرعت) می‌باشد که در جریان غیرماندگار برای بدست آوردن مشخصات جریان در نقطه‌ی پمپ، از آنها استفاده شده است.

در این تحقیق برای مدلسازی به روش تفاضل محدود مطابق شکل (۳-۴) برای گروه پمپ موازی، قبل و بعد از هر یک از متعلقات سیستم پمپاژ، یک گره در نظر گرفته می‌شود و سپس برای مدلسازی سیستم لوله‌کشی، گروه پمپ با تمام متعلقات آن به صورت یک نقطه در نظر گرفته شده است که مشخصات این نقطه در هر زمان از نتایج گروه پمپ بدست می‌آید.



شکل (۳-۴) مرز شبکه پمپاژ موازی در مدل تفاضل محدود

۳-۲-۳-۲- معادله تعادل هد در شبکه پمپاژ موازی:

معادله تعادل هد را می‌توان در حالت ماندگار و غیرماندگار مورد بررسی قرار داد. در حالت ماندگار

چون پمپ با سرعت دورانی معمول کار می‌کند سرعت دورانی پره‌ی آن برابر حالت شاخص است ($\alpha_i =$)

1) پس هد حاصل از پمپ i ام (H_{P_i}) با توجه به پارامتر بی بعد ϑ_i بدست می آید ($i=1,2,\dots,n$) و n تعداد کل پمپها می باشد). ولی در حالت غیر ماندگار چون سرعت چرخش پرهی پمپ نسبت به زمان تغییر می کند برای بدست آوردن مشخصات جریان در این نقطه (مرز پمپ) نیاز به معادلات تغییر سرعت پمپها می باشد. برای بررسی معادلات در این حالت مانند سیستم پمپاژ سری به صورت زیر عمل می کنیم.

همان طور که گفته شد به ازای هر پمپ از سیستم پمپاژ موازی، یک معادله ی تعادل هد موجود می باشد. اگر H_a و H_b به ترتیب هد قبل و بعد از سیستم پمپاژ باشد معادله ی تعادل هد برای سیستم پمپاژ موازی در هر زمانی به صورت زیر می باشد:

$$H_a + H_{P_i} - h_{f_i} - H_b = 0 \quad (31-3)$$

که h_{f_i} تلفات هد ناشی از اصطکاک شیر بعد از پمپ i ام و H_{P_i} هد پمپ i ام (مجموع تلفات و هد تمامی پمپها با توجه به شکل (3-4) برابر است) می باشد. برای حل جریان غیرماندگار ناشی از توقف ناگهانی از معادلات C^+ و C^- به ترتیب برای نقاط a و b (شکل (3-2) و شکل (3-4)) استفاده می شود. در نهایت معادله تعادل هد برای پمپ i ام در حالت غیرماندگار به صورت زیر ساده می شود:

$$FH_i = (C_p - C_m) - Q_{system} \cdot (B_p + B_m) + W_H(x_i) \cdot H_{R_i} \cdot (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) = 0 \quad (32-3)$$

$$C_p = H_{i-1}^n + BQ_{i-1}^n; B_p = B + R|Q_{i-1}^n|; C_m = H_{i+1}^n + BQ_{i+1}^n; B_m = B + R|Q_{i+1}^n| \quad (33-3)$$

اندیس i در رابطه ی (31-3) و (32-3) شماره ی پمپ و در رابطه ی (33-3) محل پمپ را در شبکه ی

مستطیلی شکل (3-4) را نشان می دهد.

۳-۲-۳-۳- معادله گشتاور (تغییر سرعت) در شبکه پمپاژ موازی:

معادله تغییر سرعت دورانی برای سیستم پمپاژ موازی مشابه معادله سیستم پمپاژ سری می‌باشد. و تفاوت در معادله تعادل هد می‌باشد که به ازای هر پمپ یک معادله وجود دارد این در حالی است که در سیستم پمپاژ سری با هر تعداد پمپ تنها یک معادله وجود دارد.

معادله گشتاور برای هر یک از پمپ‌های سیستم پمپاژ (در اینجا پمپ i ام) به صورت زیر می‌باشد.

$$FT_i = (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) \cdot WB(x_i) + \beta_{i0} + I_i \frac{N_{Ri}}{T_{Ri}} \cdot \frac{\pi}{30 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_i - \alpha_{i0}) = 0 \quad (34-3)$$

$$x_i = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{\vartheta_i}{\alpha_i}\right)$$

برای حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی (۳۲-۳) و (۳۴-۳) (که در کل به تعداد $2n$ معادله غیرخطی هستند) از روش عددی نیوتن رافسون با دقت چهار رقم اعشار استفاده شده است. پس از حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی مذکور مقادیر $\vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_n, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ (تعداد کل پمپ می‌باشد) در هر گام زمانی بدست می‌آیند. که با استفاده از روابط (۳۵-۳) الی (۳۸-۳) می‌توان مشخصات جریان در هر یک از پمپ‌ها را محاسبه نمود:

$$Q_{System} = \sum_{i=1}^n \vartheta_i \cdot Q_{Ri} \quad (35-3)$$

$$N_i = \alpha_i \cdot N_R \quad (36-3)$$

$$H_{Pi} = (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{Ri} \quad (37-3)$$

$$T_{Pi} = (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) \cdot W_B(x_i) \cdot T_{Ri} \quad (38-3)$$

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

فصل چهارم: روش‌های حل

عددی

۴-۱- مقدمه

معادلات پیوستگی و مومنتم را معمولاً بنام معادلات ضربه قوچ کلاسیک معرفی می‌کنند. در این فصل می‌خواهیم روش حل عددی معادلات هیدرولیکی (ضربه قوچ کلاسیک) را بیان کنیم.

روش مشخصه‌ها بهترین روشی است که برای حل این معادلات وجود دارد و بدون شک در بین تمام روش‌های عددی دیگری که می‌توان استفاده کرد، جواب‌های دقیقتر و سریعتری می‌دهد. علت دقت و سرعت بالای این روش این است که به نوعی می‌توان گفت این روش یک روش نیمه تحلیلی است و جواب معادله دیفرانسیل را با یک حل تحلیلی روی خطوط مشخصی، تقریباً به طور دقیق می‌دهد.

با این همه از روش‌های عددی متنوع شناخته شده دیگر نیز می‌توان برای بررسی این معادلات استفاده کرد. به عنوان مثال یک روش تفاضل محدود توسط مک کرمک^۱ معرفی شده است که می‌توان از آن جواب‌های قابل قبولی به دست آورد. در روش دیگری، دو معادله پیوستگی و مومنتم را با هم ترکیب کرده و یک معادله دیفرانسیل مرتبه دو نسبت به زمان و مکان به دست می‌آورند. (شبهه معادله موج) البته برای استفاده از این روش، مشکلاتی در اعمال شرایط مرزی برای سرعت و فشار وجود خواهد داشت. ولی حل معادله موج حاصله به سادگی با روش اجزای محدود یا تفاضل محدود امکان‌پذیر خواهد بود.

در روش‌های دیگری، می‌توان معادلات پیوستگی و مومنتم را در بعد مکان گسسته‌سازی کرد (مثلاً با روش اجزای محدود) و یک دستگاه از معادلات دیفرانسیل معمولی^۲، نسبت به زمان به دست آورد. این دستگاه معادلات که در حقیقت هر یک از آنها مربوط به یک گره می‌باشد را می‌توان با روش‌های استاندارد حل دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی، مثل روش رانج کوتا و... حل نمود و جواب هر گره را در هر زمان به دست آورد.

1- MacCormak Method

2- Ordinary differential equation

اما با همه این روش‌ها، همچنان از روش خطوط مشخصه به دلیل سرعت بالا و جواب دقیق‌ترش استفاده می‌شود. و بهمین دلیل مطالعات زیادی برای بهبود و تکامل روش خطوط مشخصه و گرفتن جوابهای دقیقتر از آن (هر چند اندک) صورت گرفته است. که در این فصل سعی شده است تا آنها مورد بررسی قرار داده شوند.

۴-۲- حل عددی معادلات ضربه قوچ با روش MOC

به علت اینکه معمولا سرعت سیال درون لوله (V) در مقایسه با سرعت موج (C) قابل صرفنظر کردن است می‌توان از صورت تقریبی معادلات هیدرولیک جریان، که با روش خطوط مشخصه به سادگی قابل حل می‌باشند استفاده کرد. در این قسمت می‌خواهیم آن معادلات تقریبی را که به صورت (۴-۱) و (۴-۲) می‌باشند، با روش خطوط مشخصه حل نماییم.

$$L_1 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{C^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (۴-۱)$$

$$L_2 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V |V|}{2D} = 0 \quad (۴-۲)$$

در این روش ابتدا معادلات دیفرانسیل جری پیوستگی و اندازه حرکت، بر روی مسیرهایی به معادلات دیفرانسیل کامل تبدیل می‌شوند و سپس بوسیله روش تفاضل محدود صریح^۱ حل می‌شوند.

چون در این روش هر قسمت از لوله به صورت جداگانه تحلیل می‌شود، برای حل مسائل پیچیده مناسب‌تر است. البته عیب این روش این است که بازه‌های زمانی و مکانی باید نسبت به هم دارای تناسب خاصی باشند و به این دلیل بازه‌های زمانی باید وابسته به ابعاد مساله انتخاب شوند. در نهایت معادلات هذلولوی مذکور جهت حل به شرایط مرزی و شرایط اولیه نیاز دارند. شرایط اولیه برای جریان غیر ماندگار

1- Explicit Finite Difference

مذکور، مقادیر دبی و ارتفاع پیزومتریک در حالت ماندگار است. شرایط مرزی نیز با توجه به صورت مساله تعیین می‌شوند.

۴-۲-۲- روش حل

هدف این است که معادلات دیفرانسیل (۴-۱) و (۴-۲) را به دو یا چند معادله دیفرانسیل ساده‌تر که قابل حل به صورت تحلیلی باشند، تبدیل کنیم (منظور این است که به راحتی قابل انتگرال‌گیری باشند، به عبارت دیگر معادله دیفرانسیل کامل باشند). برای این کار پارامتر دلخواه λ را در نظر گرفته و یک ترکیب خطی از دو معادله L_1, L_2 با استفاده از آن می‌سازیم. سپس دو مقدار دلخواه به λ می‌دهیم تا دو معادله دیفرانسیل دیگر، که ترکیبی از L_1, L_2 هستند به دست آید.^۱ برای این کار به صورت زیر عمل می‌کنیم.

$$L_1 + \lambda L_2 = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{C^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \lambda \left(g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V |V|}{2D} \right) = 0 \quad (۳-۴)$$

رابطه (۳-۴) را می‌توان به صورت (۴-۴) مرتب کرد.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \lambda g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{C^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \lambda \frac{\partial V}{\partial t} + f \lambda \frac{V |V|}{2D} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial H}{\partial t} + \lambda g \frac{\partial H}{\partial x} + \lambda \left(\frac{C^2}{g \lambda} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + f \lambda \frac{V |V|}{2D} = 0 \quad (۴-۴)$$

از توجه به رابطه بدست آمده در (۴-۴) می‌توان دید که اگر ضرایب $\frac{\partial H}{\partial x}$ ، $\frac{\partial V}{\partial x}$ عبارت $\frac{dx}{dt}$ باشد می‌توان آن را به صورت یک معادله دیفرانسیل کامل (که فقط شامل دیفرانسیل نسبت به یک متغیر است،

۱- از این روش برای حل دستگاه معادلات همزمان جبری نیز می‌توان استفاده کرد.

معادله دیفرانسیلی معمولی) تبدیل کرد. لکن فعلاً بدون توجه به این مطلب، سعی می‌کنیم دو معادله دیفرانسیل از (۴-۴) به دست آوریم. برای این کار ضرایب $\frac{\partial V}{\partial x}$ ، $\frac{\partial H}{\partial x}$ را مساوی هم قرار می‌دهیم تا دو مقدار برای λ به دست آید.

$$\lambda g = \frac{C^2}{\lambda g} \Rightarrow \lambda^2 g^2 = C^2 \Rightarrow \lambda = \pm \frac{C}{g} \quad (۵-۴)$$

به این ترتیب طبق رابطه (۵-۴) توانستیم دو مقدار برای λ پیدا کنیم، چون رابطه (۵-۴) به ازای تمام مقادیر دلخواه λ صادق بود از جایگذاری این دو مقدار در آن دو معادله دیفرانسیل به صورت (۴-۶) و (۴-۷) بدست می‌آید که بدون شک هم ارز دو معادله (۴-۱) و (۴-۲) می‌باشند.

$$\lambda = \frac{C}{g} \rightarrow \frac{\partial H}{\partial t} + C \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{C}{g} \left(C \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \frac{f CV |V|}{2gD} = 0 \quad (۶-۴)$$

$$\lambda = -\frac{C}{g} \rightarrow \frac{\partial H}{\partial t} - C \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{C}{g} \left(-C \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \frac{f CV |V|}{2gD} = 0 \quad (۷-۴)$$

بنابراین جواب دو معادله دیفرانسیل (۴-۶) و (۴-۷) همان جواب معادلات دیفرانسیل ضربه قوچ می‌باشند. ولی این معادلات هم به سادگی قابل انتگرالگیری نیستند. اما با یک نگاه به معادله (۴-۶) در می‌یابیم که اگر $C = \frac{dx}{dt}$ باشد، این معادله به یک معادله دیفرانسیل کامل (که به راحتی قابل انتگرالگیری و گسسته سازی است) تبدیل می‌شود. زیرا می‌دانیم که:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{dH}{dt} \quad , \quad \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{dV}{dt} \quad (۸-۴)$$

همچنین در معادله (۴-۷) اگر $C = -\frac{dx}{dt}$ باشد این معادله نیز یک معادله کامل خواهد شد. قابل توجه است، اینکه ما بجای C بگذاریم $\frac{dx}{dt}$ ، خللی در جواب ایجاد نمی‌کند زیرا x و t دو متغیر مستقل هستند و اگر ما خود را به این ملزم کنیم که گره‌هایمان روی این خط $\left(\frac{dx}{dt} = C \right)$ باشند می‌توان بین

گره‌ها هر رابطه‌ای را که با استفاده از $C = \frac{dx}{dt}$ حاصل می‌شود، استفاده کرد.

می‌دانیم که در روش تفاضل محدود ابتدا باید یک شبکه بنا کنیم تا مقادیر مجهولات را بتوانیم روی گره‌های شبکه به صورت گسسته شده در آوریم. شبکه‌ای که در آنجا بنا می‌کردیم یک شبکه کاملاً دلخواه بود و تنها در صفحه گره‌هایی ایجاد می‌کردیم که بتوانیم معادلات را گسسته سازی کنیم. اما در اینجا باید گره‌ها (مجهولات) را روی شبکه‌ای در نظر بگیریم که بین Δx , Δt اش رابطه $\frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = C$ حاکم باشد. بنابراین در اینجا دیگر نمی‌توان نقاط را در یک فضای $x-t$ دلخواه پخش کرد و بینشان رابطه برقرار کرد. بلکه باید حتماً نقاط را روی دسته خطوطی که عبارت دیفرانسیلی $\frac{dx}{dt} = C$ تولید می‌کند، گستراند. همچنین در معادله (۷-۴) مشاهده می‌شود که اگر $C = -\frac{dx}{dt}$ باشد، این معادله نیز یک معادله کامل خواهد شد. و به این ترتیب با رعایت در نظر گرفتن گره‌ها روی $\frac{\Delta x}{\Delta t} = -C$ ، می‌توان گسسته‌سازی را برای معادله دیفرانسیلی کاملی که حاصل می‌شود انجام داد.

با توجه به مطالب گفته شده می‌توان نوشت:

$$\text{if } C = \frac{dx}{dt} \rightarrow \frac{dH}{dt} + \frac{C}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{f CV |V|}{2gD} = 0 \quad (۹-۴)$$

$$\text{if } C = -\frac{dx}{dt} \rightarrow \frac{dH}{dt} - \frac{C}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{f CV |V|}{2gD} = 0 \quad (۱۰-۴)$$

قبل از اقدام به گسسته سازی معادله (۹-۴) و (۱۰-۴) ابتدا آن را بر حسب Q می‌نویسیم

$$\left(Q = \frac{V}{A} \right) \text{ این کار را به این دلیل انجام می‌دهیم تا در نقاط تغییر قطر (گره‌هایی که بین دو لوله با قطر}$$

متفاوت قرار دارند) یک دبی داشته باشیم (اگر رابطه سازی بر حسب سرعت باشد در گره تغییر قطر دو سرعت می‌شد در نظر گرفت).

به این ترتیب روابط (۹-۴) و (۱۰-۴) بر حسب Q (دبی) به صورت (۱۱-۴) و (۱۲-۴) تبدیل

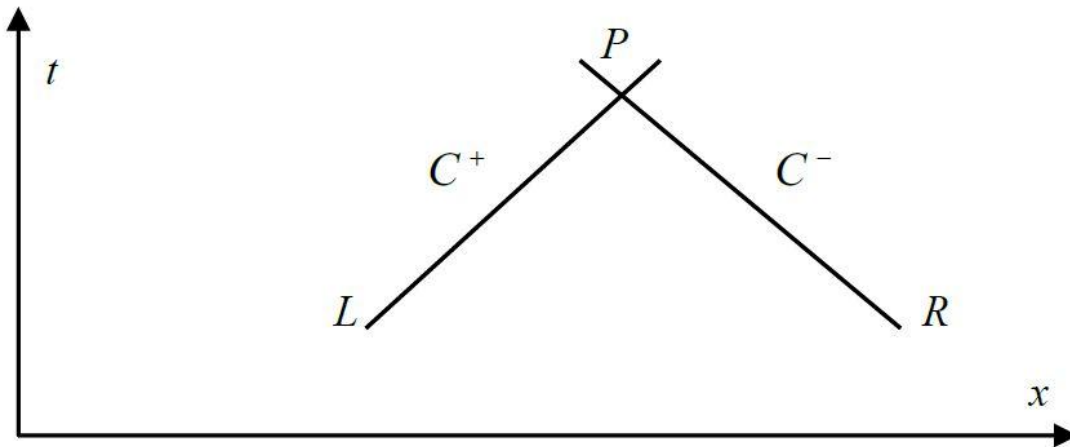
می شوند.

$$C = \frac{dx}{dt} \Rightarrow \frac{dH}{dt} + \frac{C}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f C Q |Q|}{2gDA^2} = 0 \quad (11-4)$$

$$C = -\frac{dx}{dt} \Rightarrow \frac{dH}{dt} - \frac{C}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f C Q |Q|}{2gDA^2} = 0 \quad (12-4)$$

حال معادله (11-4) را روی خط C^+ $\left(\frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = C \right)$ گسسته سازی می کنیم. (به شکل (1-4))

توجه شود).



شکل (1-4) خطوط مشخصه در صفحه $x-t$

$$\frac{H_P - H_L}{\Delta t} + \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_L}{\Delta t} + \frac{f C Q_L |Q_L|}{2gDA^2} = 0 \quad \Rightarrow$$

(13-4)

$$H_P = H_L - \frac{C}{gA} (Q_P - Q_L) - \frac{f C \Delta t Q_L |Q_L|}{2gDA^2}$$

با معرفی ثابت های $B = \frac{C}{gA}$, $R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$ معادله (13-4) را می توان به صورت (14-4) نوشت.

(همانطور که گفته شد، $\Delta x = C \Delta t$ خواهد بود).

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow \quad (14-4)$$

$$H_P = H_L - B(Q_P - Q_L) - RQ_L |Q_L|$$

برای سادگی در استفاده از این فرمول، آن را به صورت (15-4) می نویسند.

$$\begin{aligned} H_P &= Cp - B Q_P \\ , \quad Cp &= H_L + B Q_L - RQ_L |Q_L| \quad , \\ , \quad B &= \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \end{aligned} \quad (15-4)$$

بهمین ترتیب از گسسته سازی معادله (12-4) روی خط C^- (روابط (16-4))

الی (18-4) به دست خواهد آمد.

$$\frac{H_P - H_R}{\Delta t} - \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_R}{\Delta t} + \frac{f C Q_R |Q_R|}{2gDA^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad (16-4)$$

$$H_P = H_R + \frac{C}{gA}(Q_P - Q_R) - \frac{f \Delta x Q_R |Q_R|}{2gDA^2}$$

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow \quad (17-4)$$

$$H_P = H_R + B(Q_P - Q_R) - RQ_R |Q_R|$$

$$\begin{aligned} H_P &= Cm - B Q_P \\ , \quad Cm &= H_R - B Q_R - RQ_R |Q_R| \quad , \\ , \quad B &= \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \end{aligned} \quad (18-4)$$

معادلات به دست آمده در (15-4) و (18-4) که به ترتیب مربوط به گسسته سازی روی خطوط

C^+ ، C^- می باشند را می توان به صورت همزمان حل کرد. در این دو معادله مجهولات Q_P, H_P می باشند

که پس از حل همزمان معادلات مذکور، بر حسب Q_R, Q_L, H_R, H_L به دست خواهند آمد.

$$\begin{cases} H_p = C_p - B Q_p \\ H_p = C_m + B Q_p \end{cases} \Rightarrow H_p = \frac{C_p + C_m}{2}, \quad Q_p = \frac{C_p - C_m}{2B}$$

$$\begin{aligned} &, \quad C_p = H_L + B Q_L - R Q_L | Q_L | \\ &, \quad C_m = H_R - B Q_R - R Q_R | Q_R | \end{aligned} \quad (19-4)$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA}, \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$$

استریتر برای افزایش دقت محاسبه اثر اصطکاک پیشنهاد کرده که بجای $Q_R | Q_R |$ از $Q_P | Q_R |$ استفاده شود همچنین بجای $Q_L | Q_L |$ از $Q_P | Q_L |$ استفاده شود. بدیهی است که برای داشتن یک دقت بیشتر، بهتر بود گسسته‌سازی این جمله به صورت غیر صریح^۱ (در زمان آینده) انجام شود یعنی بنویسیم $Q_P | Q_P |$ اما چون Q_P مجهول می‌باشد این کار باعث می‌شود که برای هر گره یک دستگاه دو معادله دو مجهولی غیر خطی داشته باشیم اما استفاده از $Q_P | Q_R |$ رابطه C^- و $Q_P | Q_L |$ رابطه C^+ باعث می‌شود که بدون اینکه دستگاهی غیر خطی از H_p, Q_p ایجاد شود، دقت نسبت به حالت کاملاً صریح^۲ افزایشی پیدا کند.

اکنون با اعمال این تغییر حل معادلات (۱۱-۴) و (۱۲-۴) را دوباره به صورت زیر دنبال می‌کنیم. برای گسسته‌سازی معادله (۱۱-۴)، روی خط C^+ داریم:

1 - Implicit

2 - fully Explicit

$$\frac{H_P - H_L}{\Delta t} + \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_L}{\Delta t} + \frac{f C Q_P |Q_L|}{2gDA^2} = 0 \quad \Rightarrow$$

$$H_P = H_L - \frac{C}{gA} (Q_P - Q_L) - \frac{f \Delta x Q_P |Q_L|}{2gDA^2} \quad (20-4)$$

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow$$

$$H_P = H_L - B(Q_P - Q_L) - R Q_P |Q_L| \quad (21-4)$$

$$H_P = Cp - Bp Q_P \quad ,$$

$$, \quad Cp = H_L + B Q_L \quad , \quad Bp = B + R |Q_L|$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad (22-4)$$

همچنین برای گسسته‌سازی معادله (۱۲-۴) روی خط C^- خواهیم داشت:

$$\frac{H_P - H_R}{\Delta t} - \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_R}{\Delta t} + \frac{f C Q_P |Q_R|}{2gDA^2} = 0 \quad \Rightarrow$$

$$H_P = H_R + \frac{C}{gA} (Q_P - Q_R) - \frac{f \Delta x Q_P |Q_R|}{2gDA^2} \quad (23-4)$$

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow$$

$$H_P = H_R + B(Q_P - Q_R) - R Q_P |Q_R| \quad (24-4)$$

$$H_P = Cm + Bm Q_P \quad ,$$

$$, \quad Cm = H_R - B Q_R \quad , \quad Bm = B + R |Q_R|$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad (25-4)$$

به این ترتیب مشاهده می‌شود در معادلات (۲۲-۴) و (۲۵-۴) که شامل دو مجهول Q_P, H_P

می‌باشند به دست آمده است. در اینجا نیز با حل همزمان این دو معادله، مجهولات Q_P, H_P بر حسب

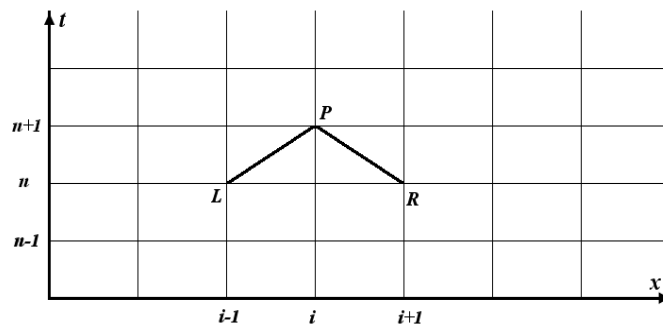
Q_R, H_R, Q_L, H_L به دست خواهند آمد.

$$\begin{cases} H_P = C_p - B_p Q_P \\ H_P = C_m + B_m Q_P \end{cases} \Rightarrow H_P = \frac{C_p + C_m}{\frac{1}{B_p} + \frac{1}{B_m}}, \quad Q_P = \frac{C_p - C_m}{B_p + B_m}$$

$$\begin{aligned} &, \quad C_p = H_L + B Q_L, \quad B_p = B + R |Q_L| \\ &, \quad C_m = H_R - B Q_R, \quad B_m = B + R |Q_R| \\ &, \quad B = \frac{C}{gA}, \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \end{aligned} \quad (26-4)$$

با توجه به اینکه استفاده از (۲۶-۴) دقت بیشتری در محاسبه اثر اصطکاک دارد، در نرم افزار تهیه شده نیز از این روش استفاده شده است. می توان مشاهده کرد که اگر از اثر اصطکاک صرف نظر شود ($f = 0$)، هر دو فرمول (۲۶-۴) و (۱۹-۴) جواب های یکسانی خواهند داشت.

برای اینکه بتوان از فرمول های بدست آمده برای برنامه نویسی کامپیوتری استفاده شود مطابق شکل (۲-۴) بجای اندیس های L, R, P از اندیس های i, n استفاده می شود. به طوری که i نشان دهنده شماره گرهی است که مجهول می باشد و رابطه برای آن نوشته می شود (اندیس مکانی)؛ و n اندیس مربوط به گام زمانی می باشد، (اندیس زمانی). اندیس n ، مربوط به زمان حال، $n+1$ مربوط به زمان آینده و $n-1$ مربوط به گام زمانی گذشته است.



شکل (۲-۴) وضعیت خطوط مشخصه برای گره

با توجه به اندیس های معرفی شده می توان رابطه (۲۶-۴) را به صورت زیر برای برنامه نویسی مورد

استفاده قرار داد. (بجای اندیس P مربوط به دبی و هد از اندیس های i و $n+1$ استفاده می شود. همچنین بجای L، از اندیس های $i-1$ و n و بجای R از اندیس های $i+1$ و n استفاده خواهد شد.)

$$\begin{cases} H_i^{n+1} = Cp - Bp Q_i^{n+1} \\ H_i^{n+1} = Cm + Bm Q_i^{n+1} \end{cases} \Rightarrow H_i^{n+1} = \frac{\frac{Cp}{Bp} + \frac{Cm}{Bm}}{\frac{1}{Bp} + \frac{1}{Bm}}, \quad Q_i^{n+1} = \frac{Cp - Cm}{Bp + Bm}$$

$$\begin{aligned} &, \quad Cp = H_{i-1}^n + B Q_{i-1}^n, \quad Bp = B + R |Q_{i-1}^n| \\ &, \quad Cm = H_{i+1}^n - B Q_{i+1}^n, \quad Bm = B + R |Q_{i+1}^n| \\ &, \quad B = \frac{C}{gA}, \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \end{aligned} \quad (27-4)$$

در استفاده از این روش، توجه به نکات زیر مفید خواهد بود.

(۱) باید توجه داشت که روابط ارایه شده در (۲۷-۴) را تنها برای گره های میانی یک لوله می توان نوشت. برای سایر نقاط، با توجه به شرایط مرزی، معادلات را به صورت دیگری می نویسیم که در ادامه، بحث خواهد شد.

(۲) خطوط مشخصه دارای شیب $\pm \frac{1}{C}$ هستند. بنابراین قدرمطلق نسبت Δt به Δx برابر $\frac{1}{C}$ خواهد بود. (مطابق شکل (۴-۱) و خواهیم داشت.

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right| = \frac{1}{C} \quad (28-4)$$

رابطه (۲۸-۴) یک شرط محدود کننده برای نسبت Δt به Δx است بدین معنی که با توجه به شرایط مساله و تقسیم بندی های مکانی، مقدار Δt تعیین می شود و طول گام زمانی با توجه به این رابطه، محدود می شود.

(۳) همانطور که ملاحظه شد، روش مشخصه، یک روش تفاضل محدود صریح است. در روش تفاضل

محدود صریح باید شرط کورانت^۱، جهت پایداری و همگرایی معادلات، برقرار باشد که عبارتست از

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{C} \quad (۲۹-۴)$$

این شرایط با توجه به رابطه (۲۸-۴) همواره برقرار است و لذا حل همواره پایدار و همگرا خواهد بود. (۴) برای شروع روش باید مقادیر Q, H در اولین گام زمانی (زمان حال) معلوم باشند. این مقادیر که همان شرایط اولیه معادلات دیفرانسیل هیدرولیکی می‌باشند، از حل ماندگار شبکه توزیع سیال به دست می‌آیند. برای این کار می‌توان ابتدا شبکه را با استفاده از نرم‌افزارهای متنوعی^۲ که برای تحلیل شبکه‌ها در حالت ماندگار وجود دارد حل نمود و سپس فایل خروجی این نرم‌افزارها را به عنوان یک فایل ورودی جهت تحلیل غیرماندگار شبکه‌ها، مورد استفاده قرار داد. در این تحقیق جریان ماندگار هم با استفاده معادلات در حالت ماندگار در نرم‌افزار متلب مدل و به عنوان شرط اولیه مورد استفاده قرار گرفته است.

(۵) چون معادله دیفرانسیل کاملی که با شرط $\frac{dx}{dt} = C$ به دست آمده است روی تمام دسته خطوطی

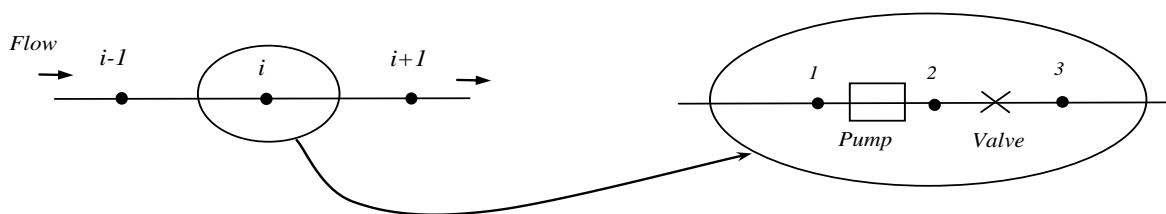
که شیبشان $\frac{\Delta t}{\Delta x} = \frac{1}{C}$ است صادق می‌باشد، بنابراین می‌توان به عنوان مثال رابطه گسسته شده را بین گره‌های با اندیس $(i-2, n-1)$ و $(i, n+1)$ که متوالی نیستند نیز نوشت. با استفاده از این مطلب به سادگی اثبات می‌شود که برای حالتی که از اصطکاک صرف‌نظر کرده باشیم ($f=0$ باشد) کوچکتر کردن گامهای زمانی و مکانی هیچگونه اثری در افزایش دقت جواب‌های بدست آمده نخواهد داشت. این موضوع باعث شده که بعضی‌ها روش خطوط مشخصه را به عنوان یک روش نیمه تحلیلی بدانند و همان‌طور که در مقدمه این فصل گفته شد، بعید است بتوان روشی بهتر و سریعتر از این روش برای حل این معادلات پیدا کرد.

1- currant criterion

2- EPANET, LOOP, ... مانند نرم‌افزارهای-

۳-۴- حل عددی معادلات حاکم بر پمپها

جهت ارائه یک شرایط مرزی مناسب برای سیستم دارای پمپ، مطابق شکل (۳-۴) بخشی از یک خط لوله متشکل از پمپ و شیر کنترل آن و گره قبل و بعد از آن نشان داده شده اند. شیر کنترل که معمولاً پس از پمپ نصب می‌شود به گونه‌ای است که می‌توان الگوی خاصی جهت نحوه بسته شدن آن مشخص نمود بدون اینکه این الگو متاثر از نوسانات فشار قبل و بعد از آن باشد. بنابراین می‌توان فرض کرد که میزان بسته بودن شیر در هر زمان، τ به صورت تابعی مشخص داده شده است.



شکل (۳-۴) پمپ و شیر کنترل آن که به صورت یک نقطه i نمایش داده می‌شوند.

دو فرض اساسی جهت مدل‌سازی جریان گذار ناشی از یک پمپ انجام می‌شود. اول اینکه مشخصه‌های پمپ در حالت جریان ماندگار برای جریان غیر ماندگار نیز معتبر می‌باشند و دیگر اینکه روابط همولوگ^۱ مربوط به پمپ همواره صادق هستند. با توجه به این دو فرض، مشخصه‌های پمپ خاص مورد نظر برداشت شده و برای آنالیز گذرا مورد استفاده قرار می‌گیرند. این مشخصه‌ها معمولاً به صورت نمودارهایی برحسب چهار کمیت بی بعد زیر داده می‌شوند.

$$h = \frac{H}{H_R}, \quad \beta = \frac{T}{T_R}, \quad \nu = \frac{Q}{Q_R}, \quad \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (۳۰-۴)$$

که در آنها T گشتاور محور پمپ، N سرعت دورانی و اندیس R نشانگر مقادیر نظیر شرایطی است که

1- Homologous relations

در آن، پمپ دارای بیشترین راندمان است (در حالت برقراری جریان پایدار در پمپ). بنابراین در یک سیستم با کارایی بالا باید دبی، هد، گشتاور و سرعت دورانی پمپ در حالت جریان پایدار تا حد ممکن نزدیک به این مقادیر باشند.

معمولاً منحنی‌های پمپ بسته به نوع آنها داده می‌شوند اما در بیشتر حالت‌ها، سرعت مخصوص پمپ جهت دسته بندی آنها و ارائه منحنی‌های عملکرد پمپ در هر یک از چهار ناحیه استفاده می‌شود. این چهار ناحیه عبارتند از ناحیه‌های توربینی، استهلاک، نرمال و معکوس^۱ که در شکل (۴-۴) نشان داده شده‌اند (Wylie, et al., 1993)

معمولاً دو منحنی به عنوان منحنی‌های مشخصه پمپ داده می‌شوند که در آنها محور x بر حسب

$$\text{در } WB = \frac{\beta}{(\alpha^2 + v^2)} \text{ و } WH = \frac{h}{(\alpha^2 + v^2)} \text{ در یک منحنی و محور } y \text{ بر حسب } \pi + \tan^{-1}(v/\alpha)$$

منحنی دیگر است که از آنها به ترتیب جهت تعیین هد و گشتاور استفاده می‌شود.

از رابطه زیر که با استفاده از برون یابی خطی استخراج شده است می‌توان جهت تعیین هد با استفاده

از منحنی‌های داده شده استفاده کرد.

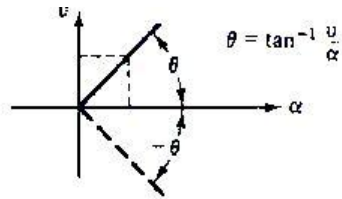
$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} = A_0 + A_1 x, \quad x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (31-4)$$

در این روابط A_0 و A_1 ثابت‌هایی هستند که در اولین تکرار درون گام زمانی، با استفاده از مقادیر

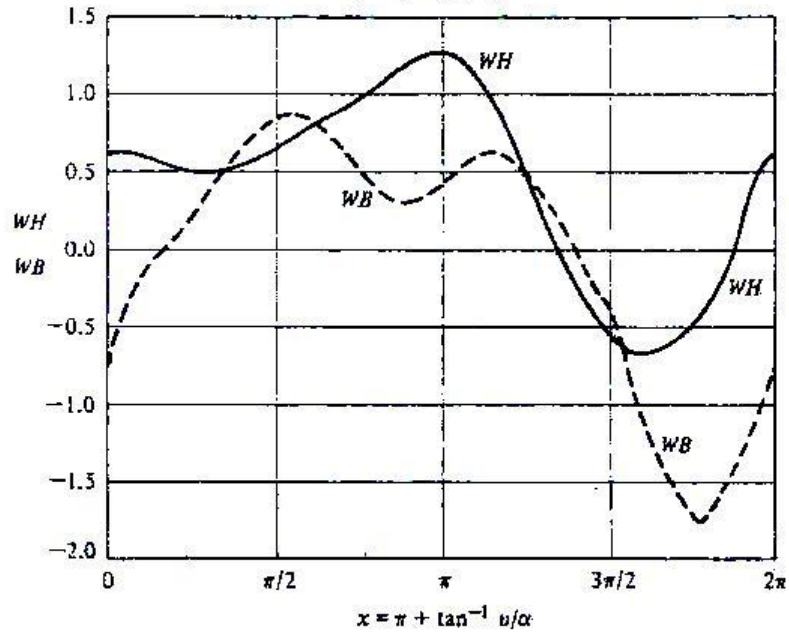
بدست آمده برای α و v در گام زمانی قبل و منحنی‌های مشخصه پمپ که به صورت دو بردار داده

می‌شوند بدست می‌آیند (Keramat, et al., 2009)، (Wylie, et al., 1993).

1- Turbine, dissipation, normal and inverse speed zones.



$v=0$	$\alpha=0$	$v=0$	$\alpha=0$	$v=0$
Turbine Zone	Dissipation Zone	Normal Zone	Reversed Speed Dissipation Zone	
$v \geq 0$	$v < 0$	$v \geq 0$	$v > 0$	
$\alpha < 0$	$\alpha \geq 0$	$\alpha \geq 0$	$\alpha < 0$	
0	$\pi/2$	π	$3\pi/2$	2π
$x = \pi + \tan^{-1} v/\alpha$				



شکل (۴-۴) منحنی‌های پمپ در تمام حالت‌های ممکن در یک پمپ با $N_s=1270$ gpm (Wylie, et al., 1993) به وضعیت عملکرد پمپ در ناحیه‌های توربینی، استهلاک، نرمال و معکوس نیز توجه شود.

جهت مدلسازی جریان گذرا به دنبال خاموش شدن پمپ با توجه به شکل (۴-۳)، بجز دو رابطه C^+ و C^- می‌توان یک رابطه تعادل هد برای پمپ بین نقاط ۱ و ۲ و یک رابطه اریفیس برای شیر بین نقاط ۲ و ۳ به صورت زیر نوشت.

$$H_1 + h H_R = H_2 \quad (32-4)$$

$$H_2 - \frac{Q|Q|}{2C_V} = H_3, \quad C_V = \frac{Q_R^2 \tau^2}{2\Delta H_0} \quad (33-4)$$

که در آنها ΔH_0 افت هد در شیر در حالت جریان ماندگار (با دبی Q_0 و $\tau=1$) است. چنانچه برای h از (31-4) درون (32-4) جایگزین شود و H_2 بین (32-4) و (33-4) حذف گردد و برای H_1, H_2 از روابط C^+, C^- مناسبی که به ترتیب برای نقاط ۱ و ۳ شکل (3-4) نوشته می‌شوند استفاده شود، رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$F_H = Cp - Cm - \nu Q_R (Bp + Bm) + H_R (\alpha^2 + \nu^2) (A_0 + A_1 x) - \frac{\nu|\nu|\Delta H_0}{\tau^2} = 0 \quad (34-4)$$

همچنین معادله دیفرانسیل زیر بین گشتاور اعمال شده T و سرعت دورانی پمپ ω رابطه برقرار می‌کند.

$$T = -I_{pump} \frac{d\omega}{dt}, \quad \omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (35-4)$$

این رابطه باید به صورت انتگرالگیری عددی حل شود زیرا T تابعی از زمان است و بسته به دبی جریان تغییر می‌کند. چنانچه این رابطه با استفاده از قاعده ذوزنقه در انتگرال گیری عددی از زمان t_0 الی t_1 نوشته شود خواهیم داشت.

$$\frac{1}{2} (T(t_0) + T(t_1)) (t_1 - t_0) = -I_{pump} \frac{2\pi}{60} (N(t_1) - N(t_0)) \quad (36-4)$$

چنانچه این رابطه براساس کمیت‌هایی بی بعد برای یک شبکه خطوط مشخصه یک در میان^۱ نوشته شود و چنانچه اندیس صفر نشانگر مقادیر حاصله از گام زمانی قبل باشند خواهیم داشت.

1- Staggerd grid

$$\beta + \beta_0 - \frac{\pi N_R I_{pump}}{30 T_R \Delta t} (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (37-4)$$

اکنون همانند رابطه (۳۱-۴) می توان گشتاور را با استفاده از برون یابی از منحنی های مشخصه پمپ به صورت رابطه زیر بدست آورد.

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + \nu^2} = B_0 + B_1 x, \quad x = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{\nu}{\alpha} \right) \quad (38-4)$$

چنانچه از رابطه فوق β محاسبه و درون رابطه (۳۷-۴) جایگزین شود رابطه زیر حاصل می شود.

$$(\alpha^2 + \nu^2) [B_0 + B_1 x] + \beta_0 - C_T (\alpha_0 - \alpha) = 0, \quad (39-4)$$

$$C_T = I_{pump} \frac{N_R}{T_R} \frac{\pi}{30 \Delta t}, \quad \beta_0 = \frac{T_0}{T_R}, \quad x = \pi + \tan^{-1} \frac{\nu}{\alpha}$$

به طور خلاصه الگوریتم حل در هر گام زمانی به این صورت است که با استفاده از دو معادله (۳۴-۴) و (۳۹-۴) دو مجهول α و ν تعیین می شوند اما چون پارامترهای A_0 ، A_1 ، B_0 و B_1 باید بر اساس این دو مجهول تعیین شوند باید پس از بدست آوردن این دو مجهول ثابت های مذکور اصلاح شوند و سپس دو معادله مذکور با استفاده از ثابت های اصلاح شده جهت تعیین α و ν بار دیگر حل شوند. این روند تا همگرایی دو مجهول تکرار می شود.

قابل ذکر است که در صورت وجود جریان پایدار مقدار α برابر واحد خواهد بود زیرا تا زمانی که پمپ روشن است سرعت دورانی پمپ برابر همان چیزی است که توسط کارخانه برای پمپ داده شده است و شرایط سیستم لوله و تجهیزات موجود در آن نمی تواند باعث تغییر آن شود. در این شرایط چنانچه سیستم لوله به گونه ای باشد که در حالت جریان پایدار مقدار ν نیز برابر واحد گردد در آن صورت گفته می شود که پمپ در شرایط حداکثر کارایی^۱ در حال کار است.

با گذر زمان پس از خاموش شدن پمپ، سرعت چرخش پره های پمپ به تدریج کاهش می یابد که

1- Rated situation

سرانجام منجر به ایجاد فشار یکسانی در دو طرف پمپ می‌گردد. پس از آن پره‌های پمپ شروع به دوران به صورت معکوس (عملکرد پمپ در ناحیه توربینی) می‌نمایند.

۴-۴- پیاده سازی شرط‌های مرزی

۴-۴-۱- مخزن بالا دست

در یک شبکه لوله، مخزن به گرهی گفته می‌شود که همواره دارای هد ثابتی باشد. بدیهی است که مقدار این هد ثابت، یکی از پارامترهای عمده ای است که در مقدار جوابی که برای H و Q تمام گره‌های شبکه در نهایت به دست خواهد آمد، تاثیر گذار خواهد بود.

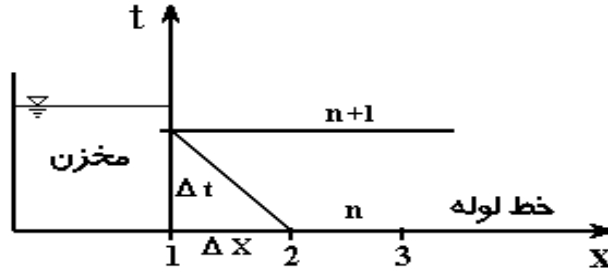
در این حالت، مطابق شکل (۴-۵)، در محل مخزن تنها می‌توان معادله C^- را نوشت. ولی چون ارتفاع سیال در مخزن ثابت است، مقدار H در محل مخزن همواره مساوی است با:

$$H_i^{n+1} = H_i^n = H_{res} \quad (40-4)$$

که H_{res} هد مخزن است. بنابراین در معادله C^- ، تنها مجهول، Q_i^{n+1} خواهد بود.

$$C^- : H_i^{n+1} = C_m + B_m Q_i^{n+1} \Rightarrow Q_i^{n+1} = \frac{H_{res} - C_m}{B_m} \quad (41-4)$$

که پارامترهای C_m و B_m قبلاً در روابط (۴-۲۶) معرفی شده‌اند. می‌دانیم که برای محاسبه اینها از مقادیر Q و H محاسبه شده در گام زمانی n استفاده می‌شود.



شکل (۵-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن بالا دست

۴-۴-۲- مخزن پایین دست

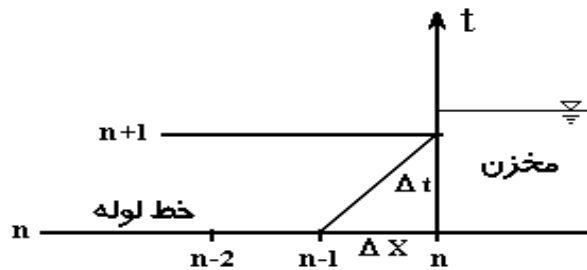
به جز مخزن بالا دست، مخزن پایین دست هم در بعضی شبکه ها می تواند وجود داشته باشد که تفاوت آنها در این است که مخزن بالا دست گرهی است که سیال در حالت جریان ماندگار خود، از آن خارج می شود و مخزن پایین دست گرهی است که سیال به آن وارد می شود.

محاسبه گره های مخزن پایین دست، مشابه حالت قبل است، با این تفاوت که برای گره مخزن باید

معادله C^+ را نوشت (شکل (۶-۴)):

$$H_i^{n+1} = H_i^n = H_{res} \quad , \quad C^+ \Rightarrow$$

$$C^+ : H_{res} = C_p - B_p Q_i^{n+1} \Rightarrow Q_i^{n+1} = \frac{C_p - H_{res}}{B_p} \quad (۴۲-۴)$$



شکل (۶-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن پایین دست

۴-۵- حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها با روش عددی نیوتون رافسون

برای حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها که در سیستم پمپاژ سری یک معادله تعادل هد و به ازای هر پمپ یک معادله تغییر سرعت و در سیستم پمپاژ موازی دو معادله به ازای هر پمپ وجود دارد از روش عددی نیوتون-رافسون برای حل این معادلات غیرخطی استفاده شده است. روش نیوتن که با عنوان روش نیوتن-رافسون نیز شناخته می‌شود، یک روش عددی تعیین ریشه یک تابع است.

$$x \rightarrow f(x) = 0 \quad (4-43)$$

فرض کنید تابعی دارید که می‌خواهید ریشه (محل برخورد تابع با محور x ها) آن را بیابید یا به اصطلاح آن را حل کنید. در روش نیوتن رافسون ابتدا x_0 را به عنوان حدس اولیه وارد فرمول زیر می‌کنیم تا x_1 بدست آید. به همین ترتیب ادامه می‌دهیم و این بار x_1 را در فرمول قرار می‌دهیم.

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (4-44)$$

به همین ترتیب خواهیم داشت:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (4-45)$$

هر چه تعداد دفعات تکرار بیشتر باشد x بدست آمده به ریشه نزدیک تر است. در ادامه روش حل معادلات حاکم را با استفاده از روش مذکور توضیح داده خواهد شد.

۴-۵-۲- حل معادلات حاکم بر پمپها در سیستم پمپاژ سری با روش عددی

نیوتون رافسون

همانطور که در قسمت قبل بیان شد، برای حل معادلات حاکم باید از آنها نسبت به تمام متغیرها مشتق گرفته شود. در سیستم پمپاژ سری متغیرها به ترتیب $v, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_{Npu}$ می‌باشند. در سیستم پمپاژ سری برای راحتی در انجام محاسبات همانطور که در فصل سوم توضیح داده شد مجهولات $v, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_{Npu}$ را با تعریف ضرایب $C_1, C_2, C_3, \dots, C_{Npu}$ به یک مجهول v می‌توان کاهش داد.

$$C_i = \frac{g_i}{g_1} = \frac{Q_{R_i}}{Q_{R_1}} \quad (4-46)$$

مشتق معادله تعادل هد نسبت به متغیر v, α به صورت رابطه‌ی (۴-۴۷) می‌باشد:

$$\frac{\partial F_H}{\partial v} = FH_v = \sum_{i=1}^n (2C_i^2 v WH(x_i) \cdot H_{R_i} + A_1(x_i) \cdot \alpha_i HR) \quad (4-47)$$

$$\frac{\partial F_H}{\partial \alpha_i} = FH_{\alpha_i} = 2H_{R_i} \alpha_i WH(x_i) - H_{R_i} \cdot A_1(x_i) \cdot C_i \cdot v$$

و مشتق معادله تغییر سرعت نسبت v, α به صورت رابطه‌ی (۴-۴۸) می‌باشد:

$$FT_i = (\alpha_i^2 + (C_i v)^2) WB(x_i) + \beta_0 + C_{torq} (\alpha - \alpha_0)$$

$$\frac{\partial F_{T_i}}{\partial v} = FT_v = 2v C_i^2 WB(x_i) + \alpha_i B_1(x_i)$$

if $i = j \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{T_j}}{\partial \alpha_i} = FT_{\alpha} = 2\alpha_i WB(x_i) - v C_i B_1(x_i) + C_{torq} \quad (4-48)$$

if $i \neq j \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{T_j}}{\partial \alpha_i} = 0$$

سپس با استفاده از رابطه (۴-۴۹) مقادیر ماتریس دلتا (Δ) بدست می‌آیند:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_H}{\partial v} & \frac{\partial F_H}{\partial \alpha_1} & \frac{\partial F_H}{\partial \alpha_2} & \dots & \frac{\partial F_H}{\partial \alpha_{NPu}} \\ \frac{\partial F_{T_1}}{\partial v} & \frac{\partial F_{T_1}}{\partial \alpha_1} & \frac{\partial F_{T_1}}{\partial \alpha_2} & \dots & \frac{\partial F_{T_1}}{\partial v} \\ \frac{\partial F_{T_2}}{\partial v} & \frac{\partial F_{T_2}}{\partial \alpha_1} & \frac{\partial F_{T_2}}{\partial \alpha_2} & \dots & \frac{\partial F_{T_2}}{\partial \alpha_{NPu}} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \frac{\partial F_{T_{NPu}}}{\partial v} & \frac{\partial F_{T_{NPu}}}{\partial \alpha_1} & \frac{\partial F_{T_{NPu}}}{\partial \alpha_2} & \dots & \frac{\partial F_{T_{NPu}}}{\partial \alpha_{NPu}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta v \\ \Delta \alpha_1 \\ \Delta \alpha_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \Delta \alpha_{NPu} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_H \\ -F_{T_1} \\ -F_{T_2} \\ \cdot \\ \cdot \\ -F_{T_{NPu}} \end{bmatrix} \quad (49-4)$$

در نهایت با محاسبه ماتریس دلتا (Δ) مجهولات در هر حلقه با استفاده از رابطه (4-50) به جواب‌ها نزدیک‌تر می‌شوند. (در این تحقیق در کد نوشته شده در نرم‌افزار متلب از دستور (while) برای رسیدن به یک دقت مشخص استفاده شده است.)

$$\begin{aligned} v &= v + \Delta v \\ \alpha_1 &= \alpha_1 + \Delta \alpha_1 \\ \alpha_2 &= \alpha_2 + \Delta \alpha_2 \\ &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \\ \alpha_{NPu} &= \alpha_{NPu} + \Delta \alpha_{NPu} \end{aligned} \quad (50-4)$$

4-5-3- حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها در سیستم پمپاژ موازی با روش عددی

نیوتون رافسون

روش حل معادلات برای سیستم پمپاژ موازی هم مشابه سیستم پمپاژ سری می‌باشد و تفاوت در تعداد معادلات یا همان مجهولات (در حالت موازی همانطور که توضیح داده شد به ازای هر پمپ یک α, v مجهول وجود دارد) و مشتق‌گیری آنان می‌باشد.

مشتق معادلات تعادل هد نسبت به مجهولات به صورت رابطه (۵۱-۴) می باشد.

if $m = k \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial v_k} = -(B_p + B_m)Q_{R_k} + 2v_k WH(x_k)H_{R_k} + A_1(x_k)H_{R_k} \alpha_k$$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial \alpha_k} = 2\alpha_k WH(x_k)H_{R_k} - v_k A_1(x_k)H_{R_k}$$

if $m \neq k \rightarrow$

(۵۱-۴)

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial v_k} = -(B_p + B_m)Q_{R_k}$$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial \alpha_k} = 0$$

و مشتق معادلات تغییر سرعت نسبت به مجهولات به صورت رابطه (۵۲-۴) می باشد.

if $m = k \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial v_k} = 2v_k WB(x_k) + \alpha_k B_1(x_k)$$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial \alpha_k} = 2\alpha_k WB(x_k) - v_k B_1(x_k) + C_{\text{torq}_k}$$

if $m \neq k \rightarrow$

(۵۲-۴)

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial v_k} = 0$$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial \alpha_k} = 0$$

پس از تشکیل دستگاه معادلات و بدست آوردن ماتریس دلتا (Δ) مجهولات در هر حلقه به جوابها

نزدیکتر می شوند.

در پیوست الف نحوه حل معادلات حاکم بر پمپها در نرم افزار متلب ارائه شده است.

۴-۶- الگوریتم کلی در حل عددی

برنامه تهیه شده جهت حل عددی معادلات ارائه شده با شرایط مرزی خاص، در نرم افزار متلب^۱ کد نویسی شده است. روند کلی الگوریتم حل به بیان ساده به صورت زیر می باشد:

۱. در ابتدای برنامه تمامی متغیرهای مسئله به طور کامل بیان می شود. این متغیرها شامل

مشخصات و جنس لوله ها، مشخصات پمپ ها، طول لوله ها و ... می باشند.

۲. در ادامه با حل سیستم تعریف شده برای حالت ماندگار اطلاعات لازم برای شرایط اولیه

بدست می آید. لازم به ذکر می باشد که شرایط مرزی مسئله در گام اول به برنامه وارد شده است.

۳. در این مرحله معادلات هیدرولیکی حاکم بر جریان با داشتن شرایط مرزی و اولیه برای یک

گام زمانی در تمام نقاط لوله محاسبه می شوند. لازم به ذکر است که با توجه به اینکه از روش خطوط مشخصه صریح برای حل معادلات یاد شده استفاده شده است مشخصات جریان در گام زمانی بعد به طور مستقل از معادلات حاکم بر پمپ ها محاسبه می شوند.

۴. در این مرحله مشخصات جریان (حل معادلات حاکم بر پمپ ها) در گام زمانی بعد در محل

پمپ با استفاده از روش عددی نیوتون-رافسون محاسبه می شوند.

۵. با تکرار مراحل ۴ و ۵ تا زمان دلخواه مشخصات جریان در سیستم به طور کامل بدست می آید.

۶. در این مرحله که گام آخر از برنامه می باشد تمامی نتایج چاپ و به صورت گراف نمایش داده

می شوند.

1- Matlab

فصل پنجم: صحت سنجی و

ارائه نتایج

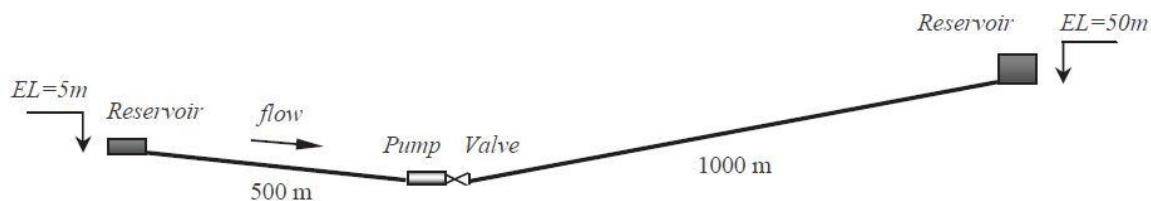
۵-۱- مقدمه

پس از ارائه مدل ریاضی (فصل سوم)، روشهای حل عددی و نحوه پیاده سازی شرایط مرزی (فصل چهارم)، بایستی درستی این موارد قبل از انجام بررسی‌های اصلی مورد ارزیابی قرار گیرند. برای این منظور روشهای مختلفی وجود دارد. به عنوان مثال می‌توان برای یک مورد خاص که نتایج آزمایشگاهی آن موجود است، خروجی‌های عددی با آنها مقایسه شوند. در صورتی که این مدل‌های مرجع وجود نداشته باشند می‌توان خروجی‌های عددی را در صورت امکان با حل‌های تحلیلی در حالت‌هایی خاص یا با نتایج روشهای عددی دیگر مقایسه نمود و درستی مدل ریاضی و روش حل را اثبات نمود.

در این تحقیق در برای بررسی راستی آزمایشی حل عددی نتایج حاصل از قطع ناگهانی یک پمپ توسط کرامت و همکاران (Keramat, et al., 2009) را با نتایج حاصل از حل عددی مقایسه می‌شود. و برای بررسی وابستگی حل عددی به شبکه خاموشی گام به گام سیستم پمپاژ سری و موازی به صورت جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۵-۲- مقایسه با نتایج مرجع

کرامت و همکاران (Keramat, et al., 2009) در تحقیق خود به بررسی جدایی ستون مایع و فشارهای وارد بر سیستم لوله‌کشی ناشی از توقف یک پمپ پرداختند. مشخصات سیستم مورد بررسی در تحقیق مطابق شکل (۵-۱) می‌باشد.



شکل (۱-۵) مشخصات هندسی سیستم لوله کشی تحقیق کرامت

مشخصات کامل سیستم و پمپها مطابق جدول (۱-۵) می باشد.

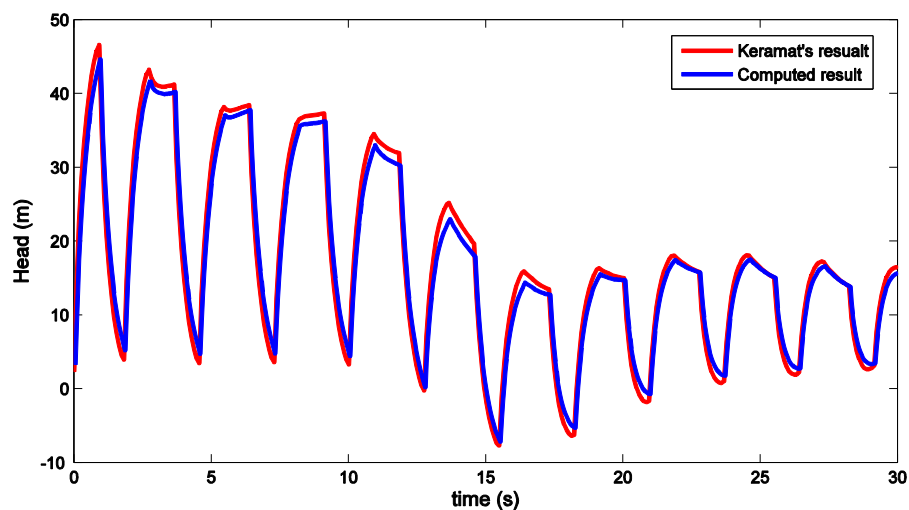
جدول (۱-۵) مشخصات سیستم نشان داده شده در شکل (۱-۵)

N_R (rpm)	T_R (kg.m)	H_R (m)	Q_R (lit/s)	I_{pump} (kg.m.s ²)	Pump's elevation (m)	Valve loss coef.	Downstream Res. head (m)	Upstream Res. head(m)
1760	101.08	94.5	178.7	0.805	0	0.3	60	10

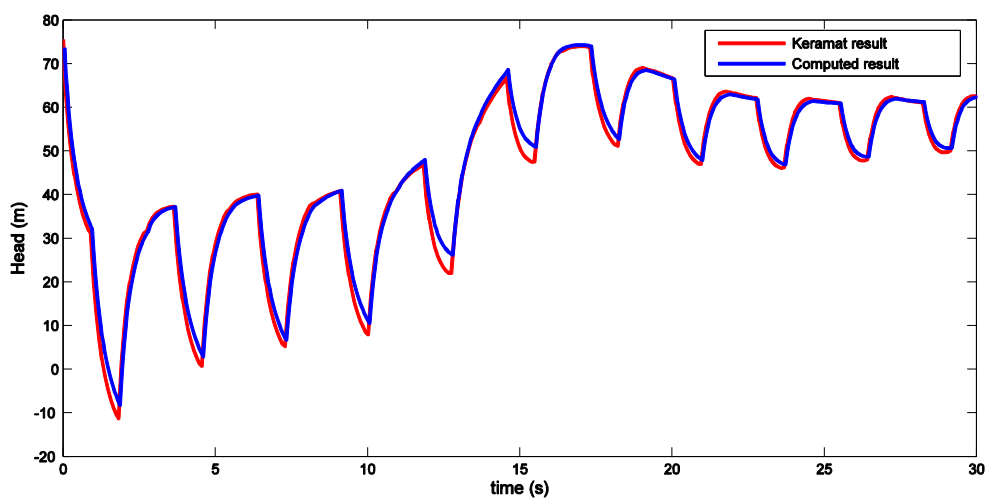
Downstream Res. Elev. (m)	Upstream Res. Elevation (m)	Wave velocity (m/s)	Darcy-Weisbach Friction coef.	Time step duration (s)	Simulation time (s)
50	5	1098	0.01	0.0455	20

آنها در تحقیق خود (Keramat, et al., 2009) از معادلات کلاسیک ضربه قوچ و استفاده از روش خطوط مشخصه و همچنین از معادلات حاکم بر پمپها و استفاده از روش نیوتون-رافسون برای بدست آوردن مشخصات جریان در نقاط مختلف لوله و محل پمپ استفاده کردند. سپس به تحلیل و بررسی فشار در قبل و بعد از پمپ پرداختند.

برای صحت سنجی نتایج از مقایسه‌ی نتایج در محل قبل و بعد از پمپ استفاده می‌کنیم. شکل (۲-۵) و شکل (۳-۵) نتایج فشار را به صورت تاریخچه زمانی از لحظه قطع شدن پمپ به صورت مقایسه‌ای با مدل عددی به ترتیب در محل قبل و بعد از پمپ نشان می‌دهد.



شکل (۲-۵) فشار در محل قبل از پمپ (قرمز: نتایج کرامت و همکاران؛ آبی: نتایج مدل عددی)



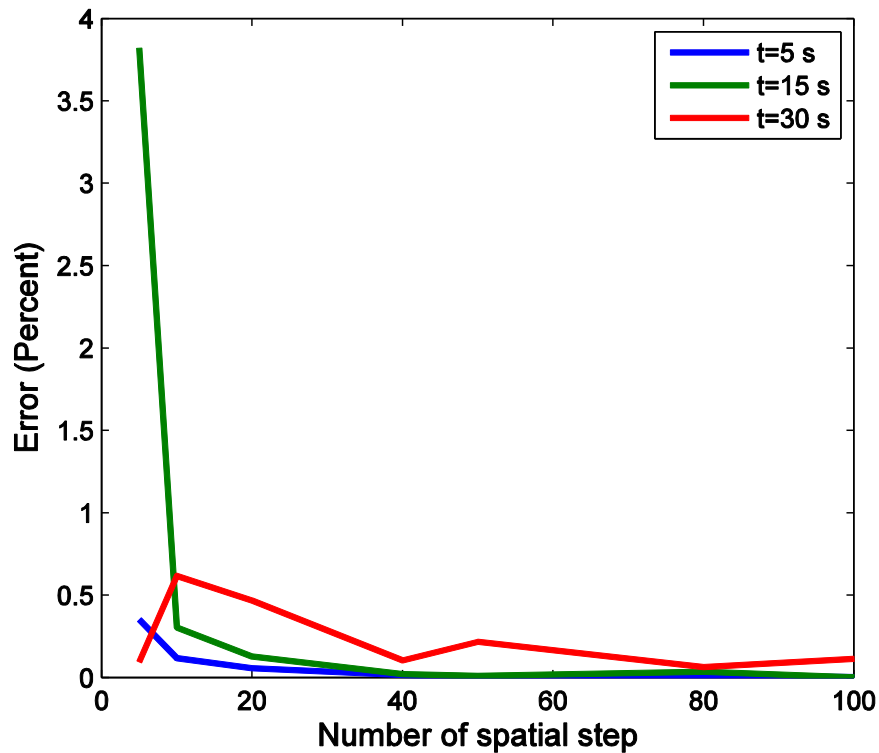
شکل (۳-۵) فشار در محل بعد از پمپ (قرمز: نتایج کرامت و همکاران؛ آبی: نتایج مدل عددی)

در شکل‌های فوق نتایج مدل عددی با رنگ آبی و نتایج کرامت و همکاران (Keramat, et al., 2009)

به رنگ قرمز نشان داده شده است.

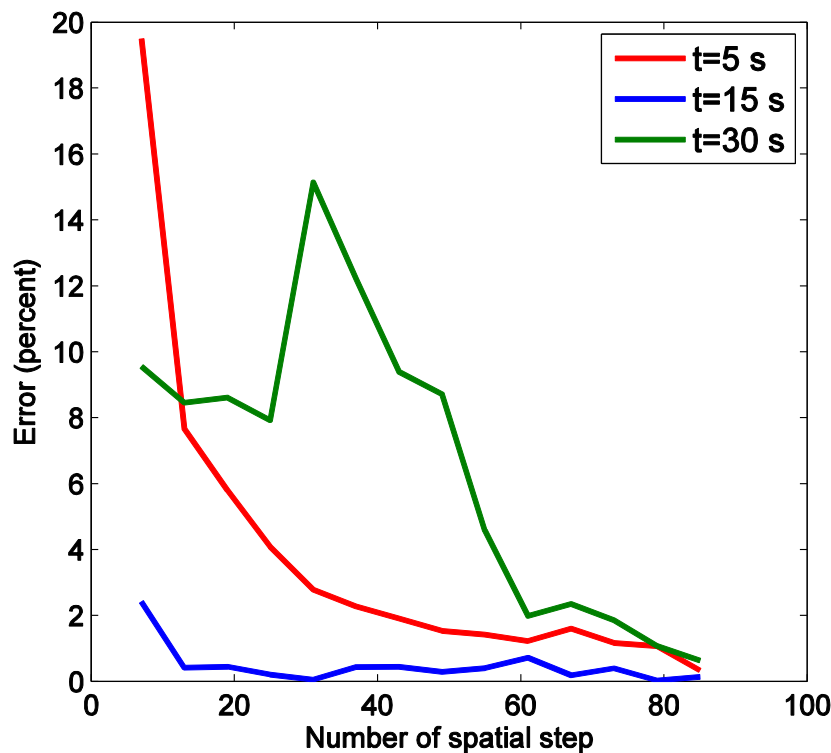
۵-۳- خاموشی گام به گام سیستم پمپاژ سری و موازی

برای بررسی وابستگی حل عددی به شبکه برای سیستم پمپاژ سری نتایج حاصل از خاموشی گام به گام دو پمپ مشابه با مشخصات ($N_R = 1450 \text{ rpm}$ ، $H_R = 124.55 \text{ m}$ ، $Q_R = 0.399 \text{ m}^3 / \text{s}$ و $\eta_R = 0.9$) با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه در وسط لوله اول ($x=250 \text{ m}$) 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 بدست می‌آید) مورد بررسی قرار می‌گیرد و درصد خطا در هر یک از حالات محاسبه می‌شود. سیستم مورد بررسی جریان را از ارتفاع ۱۰ به ۱۵۰ پمپاژ می‌کند. در شکل (۴-۵) تغییرات تعداد گام‌های مکانی در راستای x و درصد خطا در راستای y در زمان‌های مختلف نشان داده شده است که حاکی از وابستگی حل عددی به شبکه می‌باشد.



شکل (۴-۵) نمودار بررسی وابستگی حل عددی به شبکه در زمان‌های ۵، ۱۵ و ۳۰ ثانیه در محل وسط لوله اول

برای بررسی خاموشی گام به گام در گروه پمپ موازی، سیستم مورد بررسی، سیال را از ارتفاع ۱۰ به ۶۰ متر پمپاژ می‌کند. این سیستم شامل دو پمپ یکسان با مشخصات ($N_R = 1450 \text{ rpm}$ ، $H_R = 124.55 \text{ m}$ ، $Q_R = 0.399 \text{ m}^3 / \text{s}$ و $\eta_R = 0.9$) می‌باشد. برای بررسی شرایط خاموشی گام به گام مشابه سیستم پمپاژ سری نتایج با افزایش تعداد گام‌های مکانی مطابق شکل (۵-۵) می‌باشد.



شکل (۵-۵) نمودار بررسی وابستگی حل عددی به شبکه در زمان‌های ۵، ۱۵ و ۳۰ ثانیه در محل وسط لوله اول

همانطور که از شکل‌های فوق مشخص است با افزایش تعداد گام‌ها جواب‌ها درصد خطا کاهش می‌یابد که این امر حاکی از وابستگی حل عددی به شبکه می‌باشد.

۵-۴- بررسی جریان غیرماندگار ناشی از توقف گروه پمپ سری

یکی از تمهیداتی که طراحان سازهای هیدرولیکی برای کاهش فشار ناشی از ضربه قوچ انجام می‌دهند، توقف گروه پمپ به صورت گام به گام می‌باشد. در این قسمت به بررسی رفتار جریان و پمپ در حالت غیرماندگار می‌پردازیم.

برای این منظور در ابتدا در سیستم لوله‌کشی از یک گروه پمپ سری با دو پمپ مشابه و سپس از پمپ‌های متفاوت برای پمپاژ جریان به ارتفاع استفاده می‌شود. (ارتفاع مخزن یک ۱۰ و ارتفاع مخزن دو

برابر ۱۲۰ می‌باشد.)

۵-۴-۱- فشارهای وارد بر سیستم در اثر خاموشی دو پمپ مشابه به صورت گام به

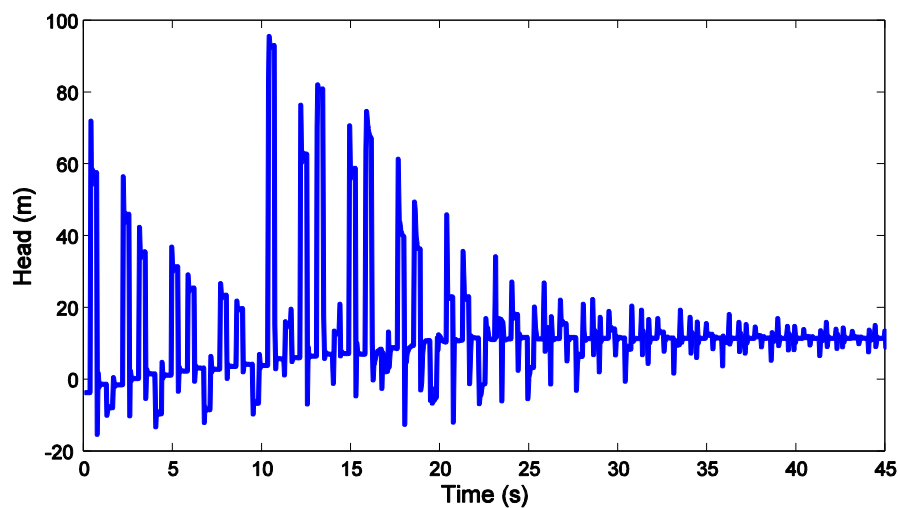
گام

در این بخش اثرات فشارهای وارد به سیستم ناشی از خاموشی دو پمپ مشابه با مشخصات (

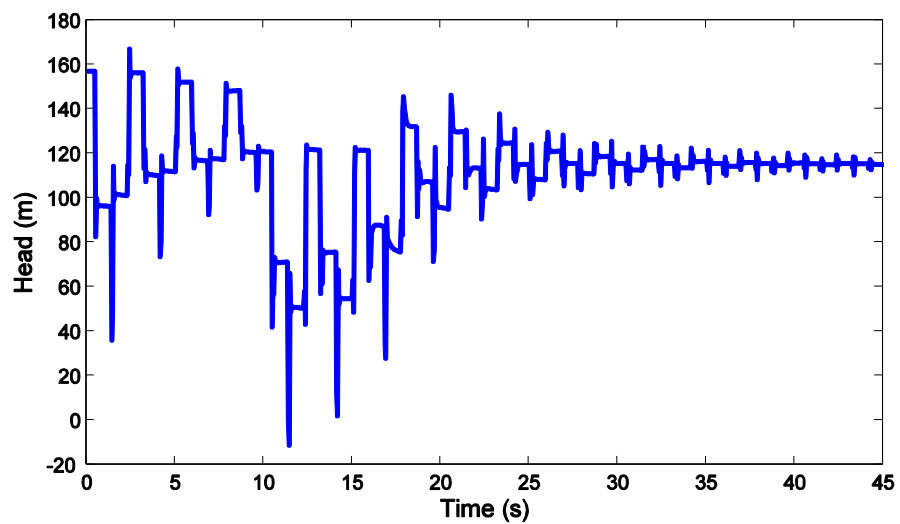
$N_R = 1450 \text{ rpm}$ ، $H_R = 124.55 \text{ m}$ ، $Q_R = 0.399 \text{ m}^3 / \text{s}$ و $\eta_R = 0.9$) در قسمت های مختلف

بررسی می‌شود. شکل (۵-۶) و شکل (۵-۷) به ترتیب فشار ناشی از خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ۱۰

و ۲۰ ثانیه را نشان می‌دهد.

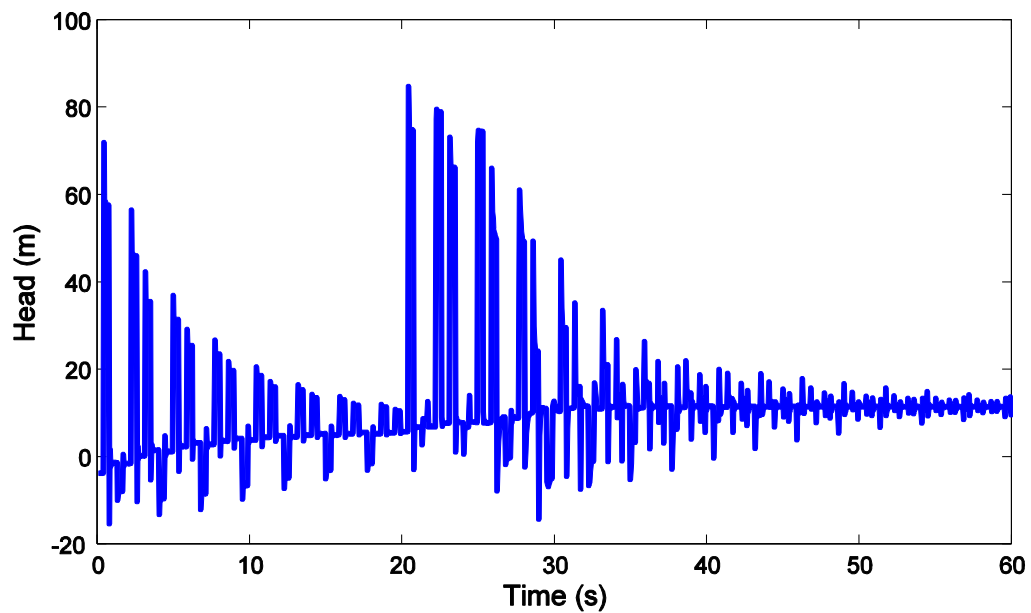


(الف)

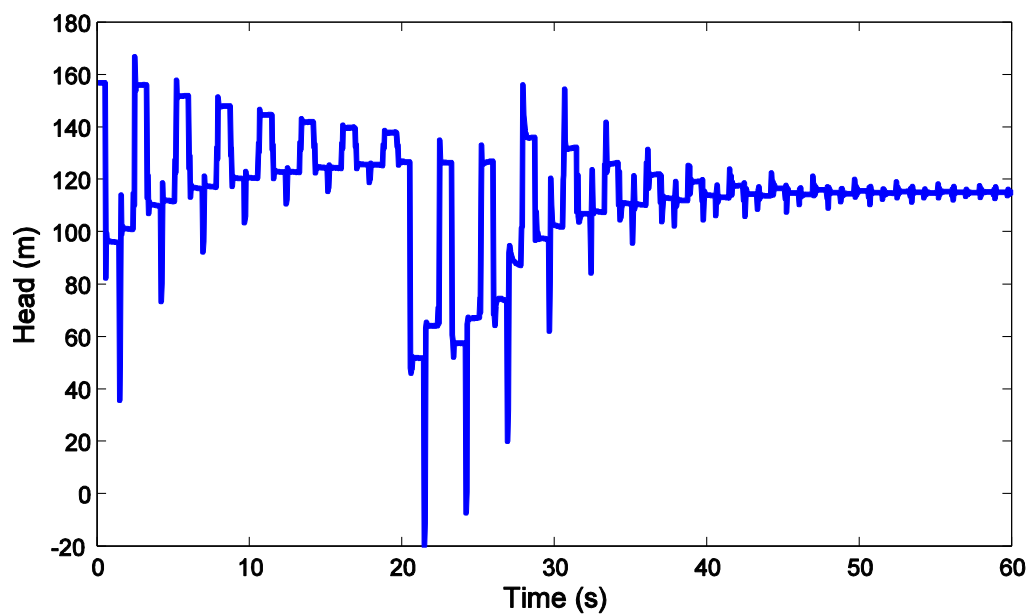


(ب)

شکل (۵-۶) فشارهای ناشی از خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ده ثانیه الف) در وسط لوله شماره یک (خط مکش) ب) وسط لوله شماره دو (خط رانش)



(الف)



(ب)

شکل (۷-۵) فشارهای ناشی از خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی بیست ثانیه الف) در وسط لوله شماره یک (خط مکش) و ب) وسط لوله شماره دو (خط رانش)

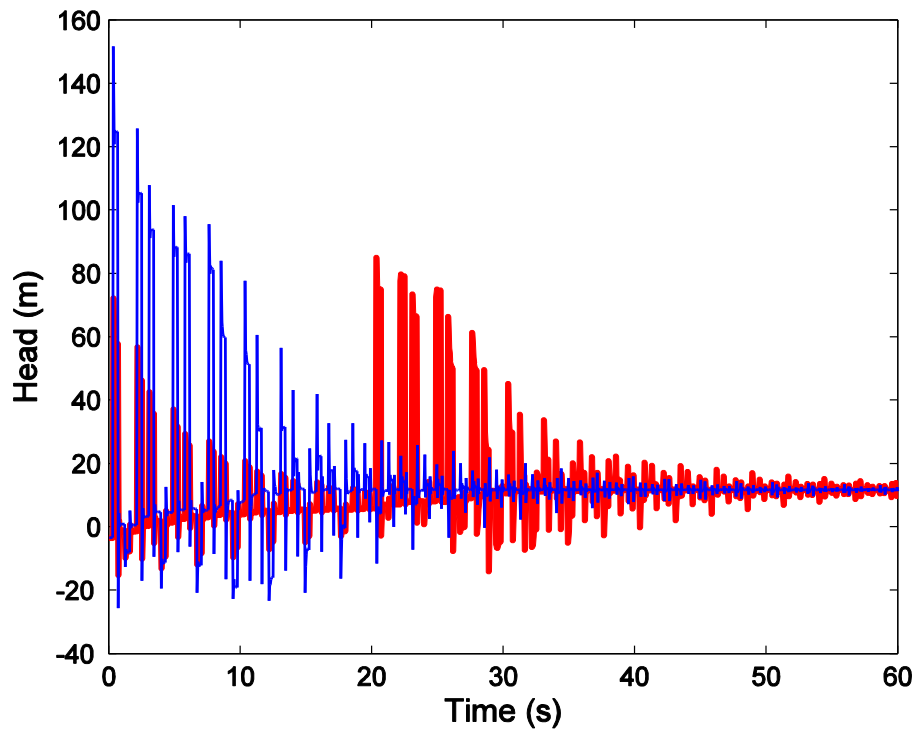
همانطور که در شکل های فوق مشخص است در زمان خاموشی پمپ دوم فشارها به صورت بحرانی تر

چه در لوله مکش و چه در لوله رانش وارد می‌شود. و از طرفی در این سیستم با افزایش فاصله زمانی خاموشی (۲۰ ثانیه نسبت به ۱۰ ثانیه)، ماکزیمم فشار وارده به سیستم حدود ۱۰ متر کمتر شده است.

۵-۴-۲- تفاوت اثرات فشار ناشی از خاموشی گام به گام با همزمان

یکی از مسائلی که همواره طراحان سیستم‌های هیدرولیکی مانند سیستم‌های پمپاژ با آن رو به رو هستند، فشارهای وارد به سیستم لوله‌کشی و اجزای آن ناشی جریان غیرماندگار (ضربه قوچ) می‌باشد. در این قسمت به بررسی تاثیر خاموشی گام به گام و مقایسه‌ی نتایج با خاموشی همزمان و بررسی تاریخچه فشارهای وارد به سیستم در گروه پمپ‌های سری می‌پردازیم.

اگر در سیستم لوله‌کشی دو پمپ را که در شکل (۷-۵) (الف) با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه خاموش شده اند (حالت قرمز شکل (۸-۵)) به صورت ناگهانی و همزمان متوقف کرد فشارهای ناشی از ضربه قوچ به سیستم لوله‌کشی به صورت حالت آبی شکل (۸-۵) خواهد بود. این نمودار نشان می‌دهد که فشارهای وارد بر سیستم لوله‌کشی در نقطه مزبور در حالت ناگهانی در این مورد تقریباً دو برابر می‌شود.



شکل (۸-۵) فشار های ناشی از خاموشی همزمان دو پمپ در وسط لوله شماره یک (گراف آبی) و مقایسه با حالت گام به گام (گراف قرمز)

حداکثر فشار وارد بر سیستم در حالت توقف ناگهانی ۱۵۲ متر و در حالت گام به گام ۸۵ می باشد که به ۵۵/۹ درصد حالت ناگهانی تقلیل یافته است.

۵-۴-۳- جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی گروه پمپ سری شامل دو پمپ

متفاوت

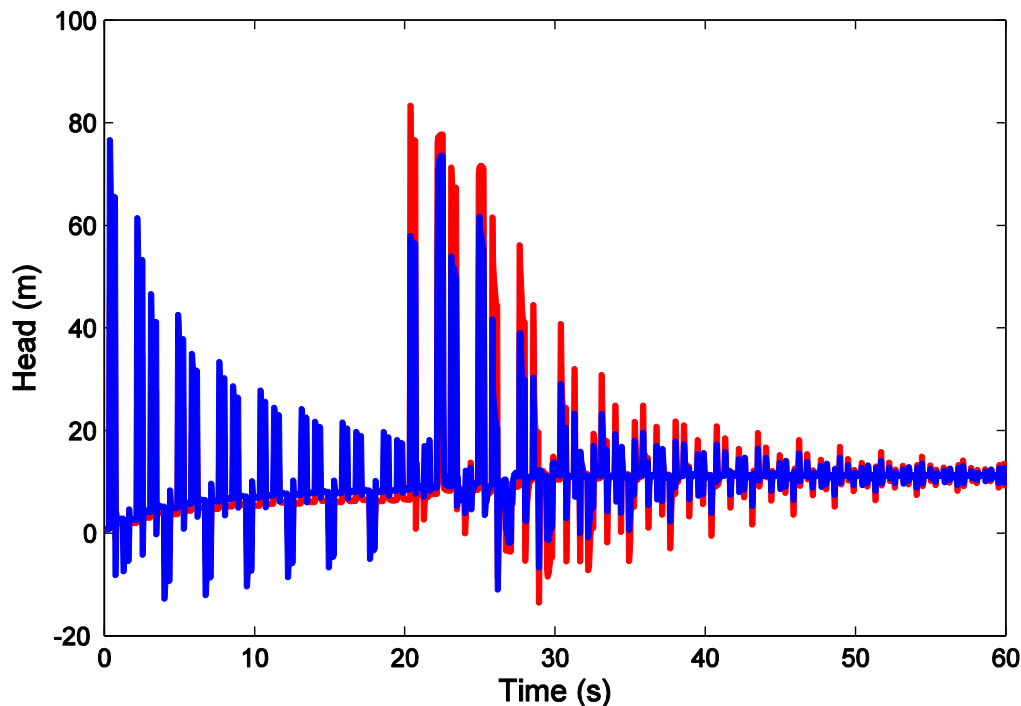
اگر در سیستم لوله کشی دو پمپ متفاوت با مشخصات جدول (۲-۵) را به صورت سری به یکدیگر متصل کنیم، اثرات ناشی از خاموشی هر یک از پمپها بر سیستم لوله کشی کاملاً متفاوت خواهد بود.

جدول (۵-۲) مشخصات پمپ‌ها

پمپ شماره سه	پمپ شماره دو	پمپ شماره یک	
1450	1450	1450	N_R
378	94.5	124.5	H_R
2.11	0.263	0.399	Q_R
0.9	0.9	0.9	rated efficiency

در شکل (۵-۹) اثرات فشاری ناشی از خاموشی ابتدا پمپ ضعیف و سپس پمپ قوی به رنگ قرمز و بالعکس آن به رنگ آبی نشان داده شده است.

همانطور که مشاهده می‌شود در حالتی که ابتدا پمپ ضعیف و سپس پمپ قوی متوقف می‌شود حداکثر فشار وارد بر سیستم ۶/۷۶ متر (۸/۸ در صد افزایش فشار) بیشتر نسبت به حالت عکس آن است که انتظار می‌رود هر چه تفاوت قدرت پمپ‌ها بیشتر باشد این اختلاف بارزتر و بزرگتر باشد. (پارسا صدر، و غیره، ۱۳۹۳)

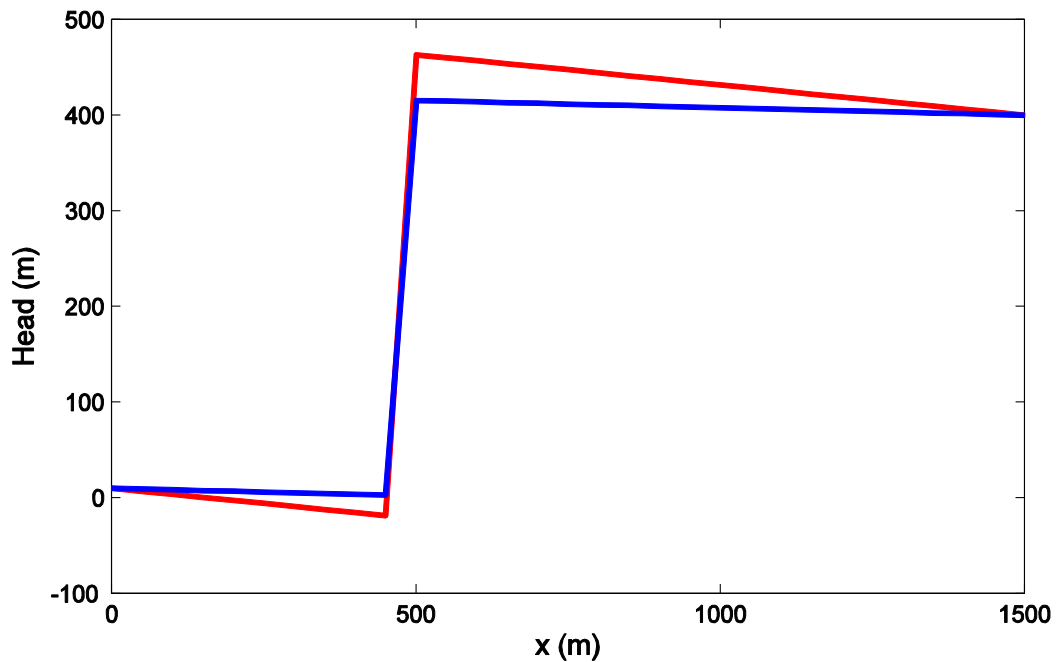


شکل (۹-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۲۰ ثانیه از پمپ قبل در خط مکش (آبی: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف؛ قرمز: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی)

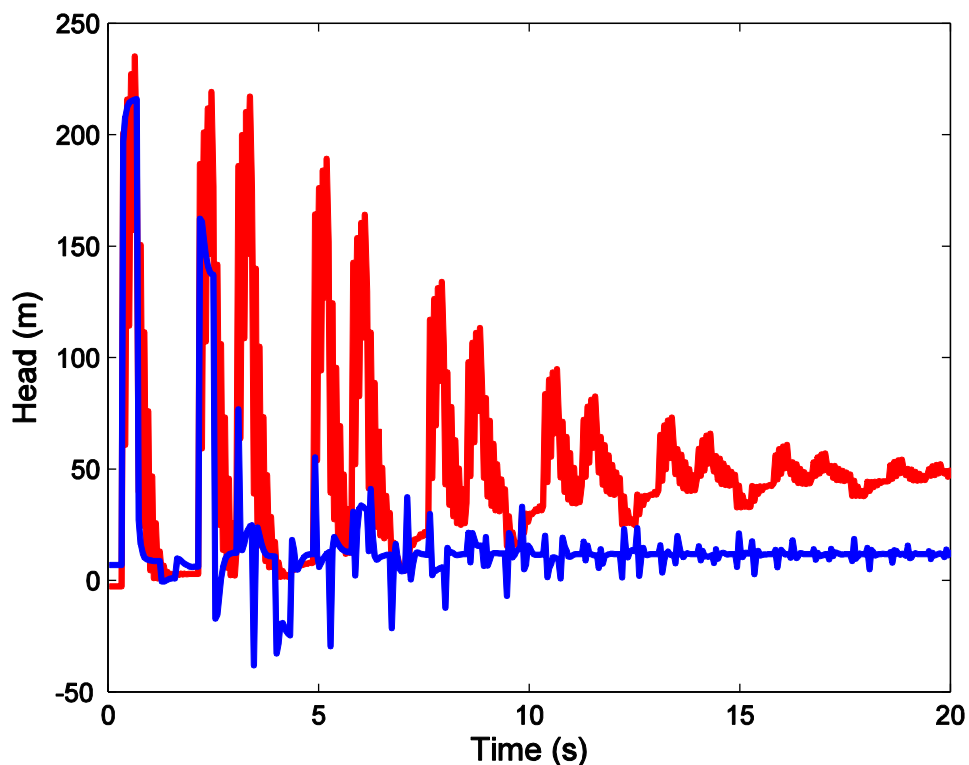
۵-۴-۴- جایگزینی تعداد پمپ‌های ضعیف با یک پمپ قوی در سیستم پمپاژ سری

همانطور که در بخش خاموشی گام به گام سیستم پمپاژ سری مشخص شد می‌توان با خاموشی غیرهمزمان پمپ‌ها و با فاصله زمانی، حداکثر فشار وارد بر سیستم را به مقدار قابل توجهی کاهش داد. حال اگر در یک سیستم انتقال آب (پمپاژ آب از مخزن به ارتفاع ۱۰ به مخزن دیگر با ارتفاع ۴۰۰) در صورت امکان به جای استفاده از یک پمپ قوی از تعداد بیشتری پمپ ضعیف استفاده شود و در بدترین شرایط تمامی پمپ‌های ضعیف به صورت همزمان متوقف شوند حداکثر فشار وارد بر سیستم لوله‌کشی تفاوت چندانی با تک پمپ قوی ندارد. شکل (۵-۱۰) منحنی تراز هیدرولیکی در حالت ماندگار و شکل (۵-۱۱) نشاندهنده‌ی فشارهای وارد بر سیستم در وسط لوله‌ی مکش در زمان استفاده از ۴ پمپ ضعیف

(پمپ شماره ۲ از جدول (۲-۵)) ناشی از خاموشی همزمان و مقایسه‌ی آن با فشار در همان نقطه در صورت توقف یک پمپ بسیار قوی تر (پمپ شماره ۳ از جدول (۲-۵)) می‌باشد.

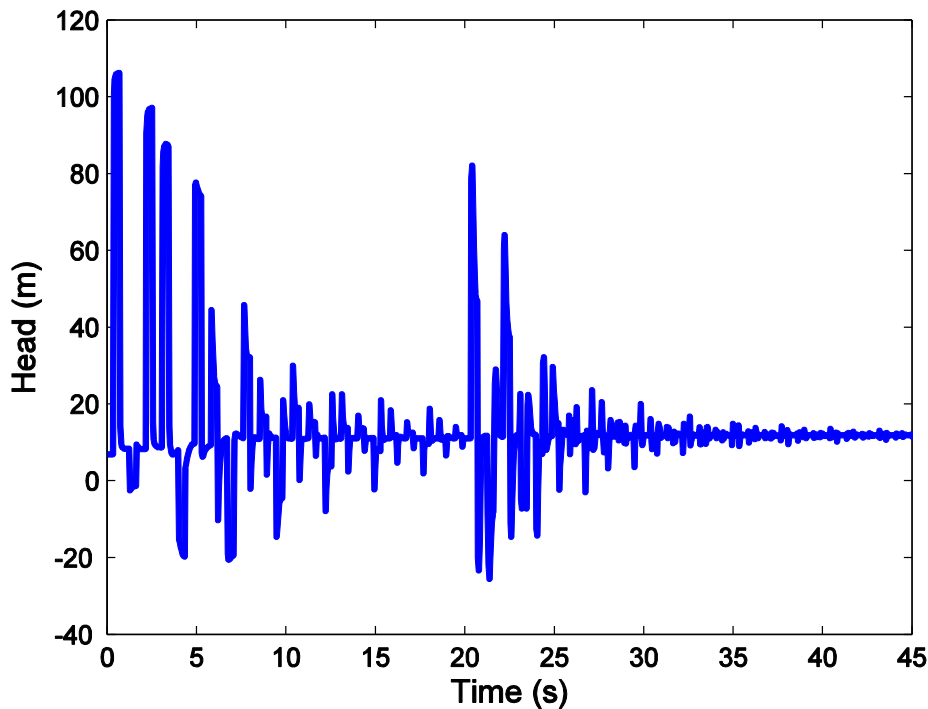


شکل (۵-۱۰) منحنی تراز تراز هیدرولیکی جریان در حالت ماندگار (قرمز: سیستم شامل یک پمپ قوی؛ آبی: سیستم شامل چهار پمپ ضعیف)



شکل (۱۱-۵) تاریخچه فشار در وسط لوله اول (قرمز: خاموشی پمپ قوی؛ آبی: خاموشی همزمان ۴ پمپ ضعیف)

همانطور که از شکل (۱۱-۵) مشخص است در بدترین شرایط باز هم در صورت امکان استفاده از تعداد بیشتری پمپ ضعیف به جای تعداد کمتری پمپ قوی از لحاظ حداکثر فشار وارد بر سیستم مناسب تر می‌باشد. این در حالی است که با خاموشی گام به گام همین پمپ‌ها می‌توان حداکثر فشار وارد بر سیستم را حداقل به نصف کاهش داد. شکل (۱۲-۵) خاموشی ۴ پمپ در دو گام، به این ترتیب که دو پمپ در لحظه‌ی صفر و دو پمپ دیگر در ثانیه‌ی ۲۰ خاموشی می‌شوند را نشان می‌دهد.



شکل (۵-۱۲) توقف ۴ پمپ در دو گام

شکل (۵-۱۲) برتری شدید در رابطه با استفاده از پمپ‌های ضعیف در مقایسه با تعداد کمتری پمپ قوی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، حداکثر فشار وارد بر سیستم در حالت خاموشی ۴ پمپ در دو گام در مقایسه با یک پمپ قوی به کمتر از نصف (از ۲۳۵ به ۱۰۶) کاهش یافته است.

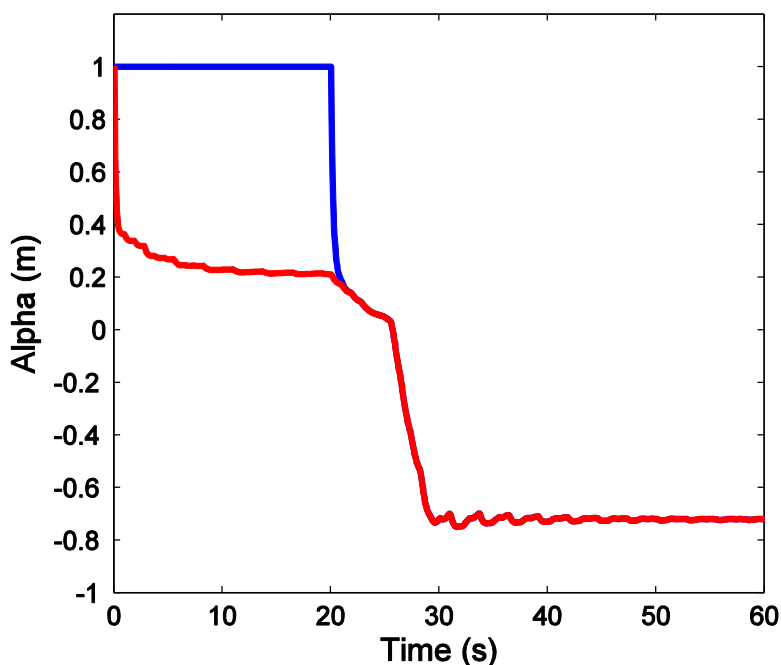
۵-۴-۵- عملکرد پمپ‌ها در سیستم پمپاژ سری در حالت غیرماندگار

همانطور که می‌دانیم به محض خاموشی پمپ انرژی الکتریکی که باعث چرخش پره‌ی پمپ می‌شود از بین می‌رود و پره‌ی آن تا لحظاتی با توجه به نیروی اینرسی قسمت‌های مختلف چرخنده‌ی پمپ (موتور پمپ و مایع درون آن) در جهت عادی به چرخش خود ادامه می‌دهد و جریان را پمپاژ می‌کند اما پس از مدت زمانی، دیگر پمپ قادر به پمپاژ سیال به ارتفاع ثانویه را ندارد و جریان به صورت عکس در لوله‌ها

حرکت می‌کند. در این لحظه سرعت چرخش پره به سرعت کاهش و پس از مدت زمان کوتاهی به صفر می‌رسد و پس از آن شروع به گردش در جهت عکس می‌کند در این حالت پمپ مانند توربین کار می‌کند. حال اگر گروه پمپ به صورت گام به گام خاموش شود، خاموشی هر یک از پمپ‌ها بر نحوه فعالیت پمپ‌های دیگر تاثیر می‌گذارد به عنوان نمونه مطمئناً باید مدت زمانی که طی شود تا پمپ به ناحیه توربینی برسد، افزایش می‌یابد و در حالتی که گروه پمپ از پمپ‌های متفاوت تشکیل شده باشد شرایط کمی پیچیده‌تر خواهد شد. در این قسمت در ابتدا به بررسی عملکرد گروه پمپ شامل دو پمپ مشابه و سپس دو پمپ با قدرت‌های متفاوت در حالت غیرماندگار می‌پردازیم.

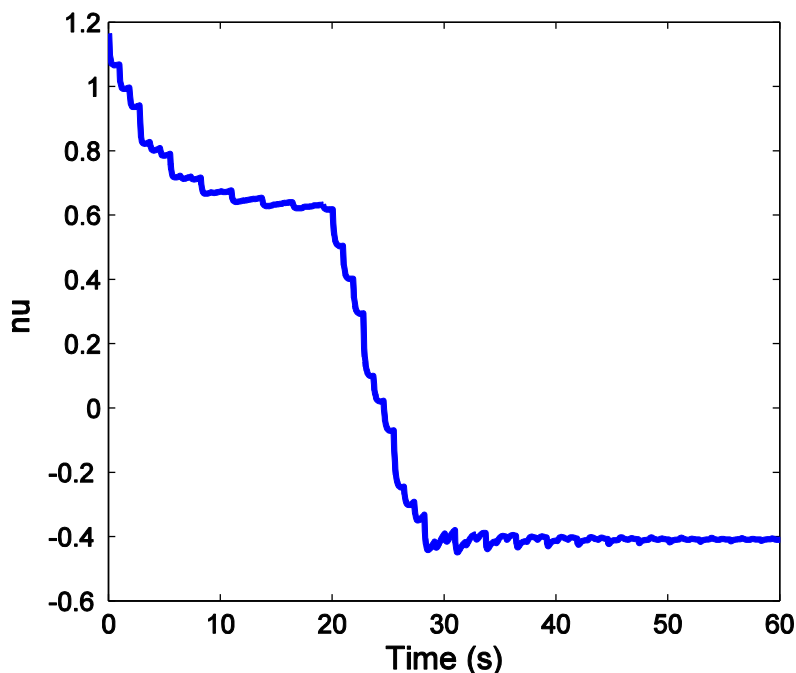
شکل (۵-۱۳) تغییرات آلفا ($\frac{N}{N_R}$) نسبت به زمان برای خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه را

نشان می‌دهد.



شکل (۵-۱۳) تغییرات آلفا (N/N_R) در سیستم لوله‌کشی بعثت خاموشی دو پمپ مشابه با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه

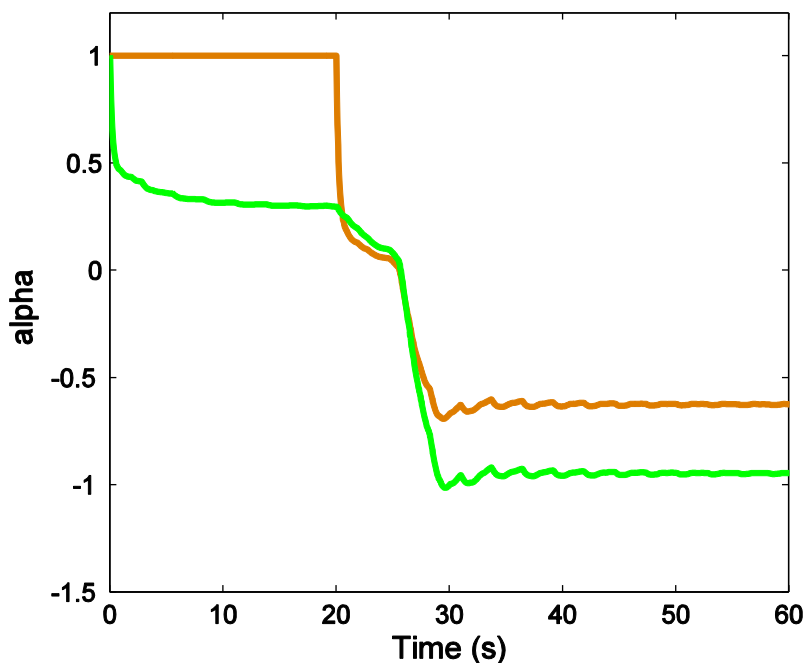
همانطور که از شکل (۵-۱۳) مشخص است به محض خاموشی پمپ، سرعت دورانی آن به سرعت کاهش و تا ثانیه ۲۰ که پمپ دیگر مشغول به کار است با سرعتی نزدیک به صفر به چرخش خود ادامه می‌دهد. بلافاصله پس از توقف پمپ دوم سرعت آن کاهش و به مقدار پمپ اول می‌رسد و همانطور که اشاره شد پس از مدت کوتاهی هر دو پمپ متوقف (۲۵/۷ ثانیه پس از توقف پمپ اول) و سپس شروع به گردش در جهت عکس می‌کنند و هر دو پمپ دقیقاً مشابه یکدیگر عمل می‌کنند. لازم به ذکر است در تمام مدت، دبی عبوری از پمپ‌ها با هم برابر است و به زمانی توقفش وابسته نیست. به عبارت دیگر قانون پمپ‌های سری که دبی عبوری از پمپ‌ها ثابت و هد پمپ‌ها با یکدیگر جمع می‌شود در این مدت زمانی هم برقرار می‌باشد. در شکل (۵-۱۴) تغییرات دبی به صورت نسبی ($\vartheta = \frac{Q}{Q_R}$) بر حسب زمان ارائه شده است.



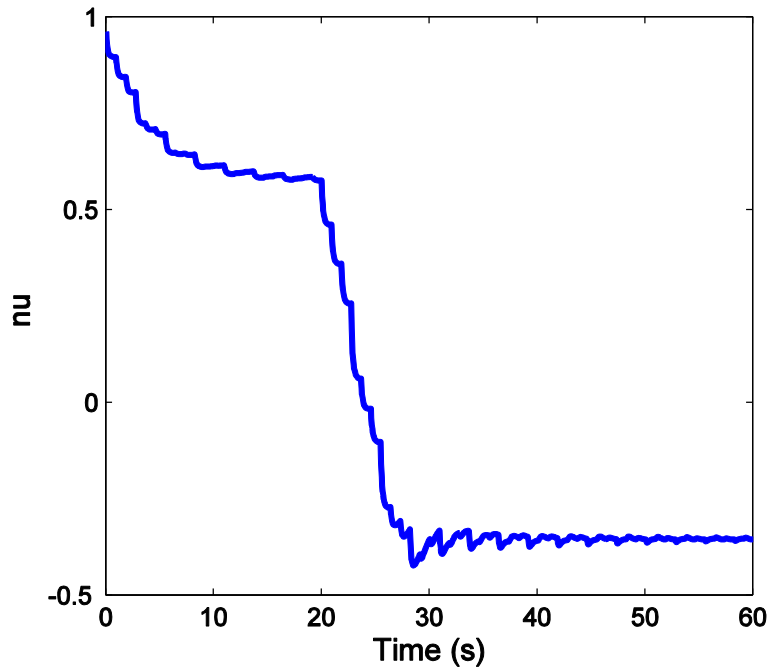
شکل (۵-۱۴) تغییرات نو (1) نسبت به زمان در سیستم لوله‌کشی بعثت خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه

همانطور که از نمودار تغییرات دبی مشخص است بلافاصله پس از توقف پمپ اول در سیستم ضربه کوچ بوجود می آید (شکل (۷-۵) الف) و دبی شروع به کاهش می یابد و پس از ثانیه ۲۰ مجددا سیستم دچار تغییر وضعیت می شود (شکل (۷-۵) ب) و دبی جریان کاهش و به صفر می رسد (۲۴/۶ ثانیه پس از توقف پمپ اول) و سپس دبی در جهت عکس در لوله ها حرکت می کند. به این فاصله زمانی که دبی جریان صفر تا زمانی که چرخش پره پمپ متوقف می شود، ناحیه استهلاک نامیده می شود.

حال در صورتی که پمپها متفاوت باشد منحنی تغییرات سرعت دورانی پرهی پمپها با حالت قبل دارای تفاوت است. شکل (۱۵-۵) تغییرات آلفا و شکل (۱۶-۵) تغییرات دبی برای دو پمپ متفاوت (پمپهای شماره ۱ و ۲ از جدول (۲-۵)) را نشان می دهد. تغییری که در این حالت نسبت به سیستم دارای پمپهای مشابه بوجود می آید این است که دو پمپ مشابه یکدیگر کار نمی کنند



شکل (۱۵-۵) تغییرات آلفا (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 قوی؛ سبز: تغییرات آلفا در پمپ ضعیف)



شکل (۵-۱۶) تغییرات نو (U) نسبت به زمان در سیستم لوله‌کشی بعلت خاموشی دو پمپ با فاصله زمانی ۲۰ ثانیه

لازم به ذکر است شکستگی‌های موجود بر روی نتایج دبی بعلت عبور موج ضربه‌ی قوچ در سیستم می‌باشد. که در لحظه عبور موج‌های پر فشار و کم فشار باعث تغییرات آنی دبی می‌شود.

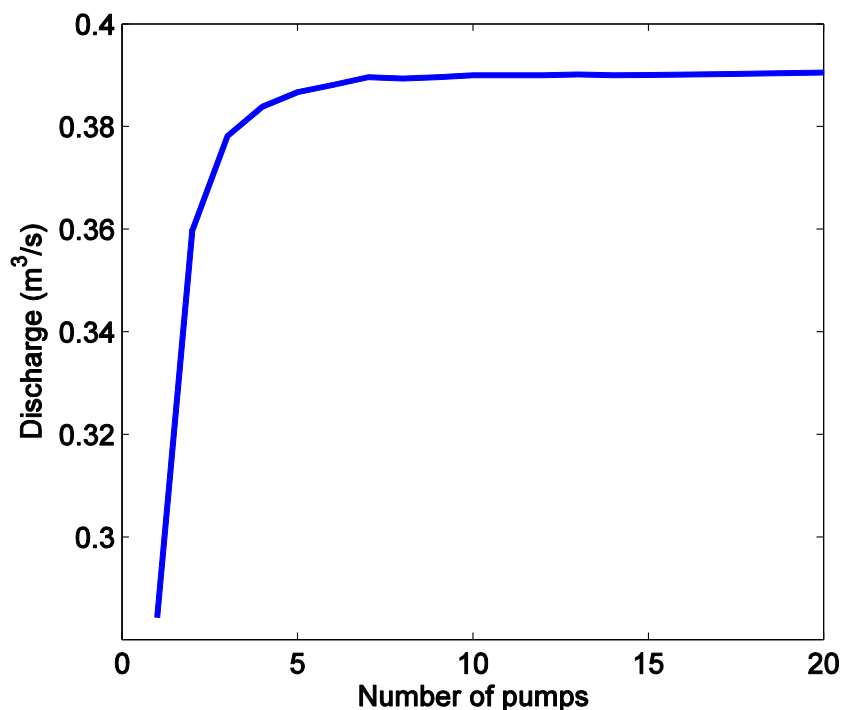
۵-۵- بررسی جریان غیرماندگار ناشی از توقف گروه پمپ موازی

استفاده از گروه پمپ موازی برای تامین دبی جریان در سیستم لوله‌کشی می‌باشد. در سیستم پمپاژ موازی از کار افتادن هر یک از پمپ‌ها بر عملکرد و رفتار پمپ‌های دیگر تاثیر می‌گذارد. در ادامه در مورد رفتار گروه پمپ موازی در حالت ماندگار و غیرماندگار به طور کامل بحث خواهد شد.

۵-۵-۱- بررسی فشارهای بحرانی ضربه قوچ در صورت افزایش تعداد پمپ‌های

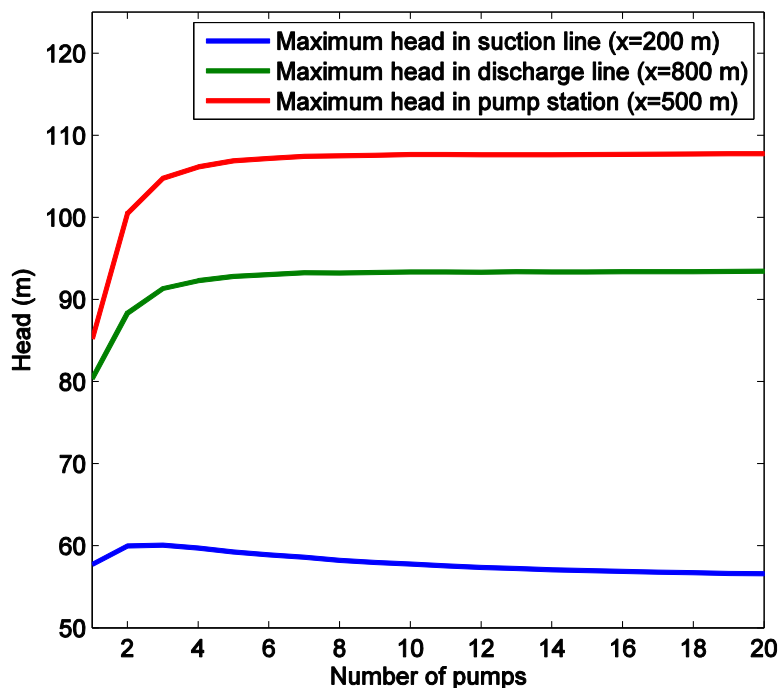
موازی

با توجه به نوسانات مصرف در شبانه روز (ضریب حداکثر ساعتی) و همچنین نوسانات مصرف در روزهای مختلف سال (ضریب حداکثر روزانه)، استفاده از گروه پمپ‌ها در ایستگاه پمپاژ، بهتر از استفاده از یک پمپ جهت تامین دبی مورد نیاز است. به عبارت دیگر، زمانی که نوسان مصرف زیاد باشد، می‌توان از گروه پمپ موازی استفاده نمود تا در صورت کاهش یا افزایش مصرف به تعداد پمپ‌ها کم یا افزوده گردد. حال اگر در سیستم لوله‌کشی (پمپاژ آب از ارتفاع ۱۰ به ۶۰ متر) از گروه پمپ‌های موازی متفاوت که شامل یک تا بیست پمپ مشابه (پمپ شماره دو از جدول (۵-۲)) باشند، استفاده شود، دبی عبوری از سیستم در حالت ماندگار برای هر یک از گروه پمپ‌ها به صورت شکل (۵-۱۷) می‌باشد.



شکل (۵-۱۷) دبی عبوری از سیستم لوله‌کشی به ازای افزایش تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست

شکل (۱۷-۵) نشان‌دهنده‌ی این موضوع است که به هم پیوستن پمپ‌ها به صورت موازی بر نقطه کار هر یک از پمپ‌ها اثر می‌گذارد. یا به عبارت دیگر افزایش تعداد پمپ‌ها باعث افزایش دبی به صورت ضربی از تعداد پمپ‌ها نمی‌شود. از طرفی دیگر این شکل نشان می‌دهد که برای هر سیستم لوله، یک سیستم پمپاژ بهینه وجود دارد به طوری که چنانچه ظرفیت سیستم پمپاژ، قوی‌تر (انتهای نمودار در شکل (۱۷-۵)) و یا ضعیف‌تر (ابتدای نمودار شکل (۱۷-۵)) از حالت بهینه باشد به علت مصرف بیش از حد انرژی و یا کمی دبی، پمپ‌ها در راندمان مناسب کار نکرده و سیستم کارایی مناسب نخواهد داشت. در زمان توقف ناگهانی گروه پمپ اثراتی که از لحاظ حداکثر فشار در نقاط مختلف سیستم لوله‌کشی وارد می‌کنند به صورت شکل (۱۸-۵) می‌باشد.



شکل (۱۸-۵) حداکثر هد در خط مکش ($x=200$ m)، رانش ($x=800$ m) و محل پمپ اول از گروه پمپ‌های موازی ($x=500$ m) با تغییر تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست (آبی: خط مکش؛ سبز: خط رانش؛ قرمز: محل شبکه پمپ)

شکل (۵-۱۸) نشان‌دهنده‌ی تاثیر تعداد پمپ‌های موازی بر حداکثر فشار در خط مکش، رانش و محل پمپ اول از گروه پمپ‌های موازی با تغییر تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست می‌باشد. همان‌طور که از این شکل مشخص است در سیستم لوله‌کشی مذکور به ازای استفاده از هر تعداد پمپ، بیشترین فشار (مقایسه حالت قرمز با سبز و آبی از شکل (۵-۱۸)) در محل سیستم پمپاژ اتفاق می‌افتد.

۵-۵-۲- بررسی جریان غیرماندگار در صورت خاموشی گام به گام پمپ‌های

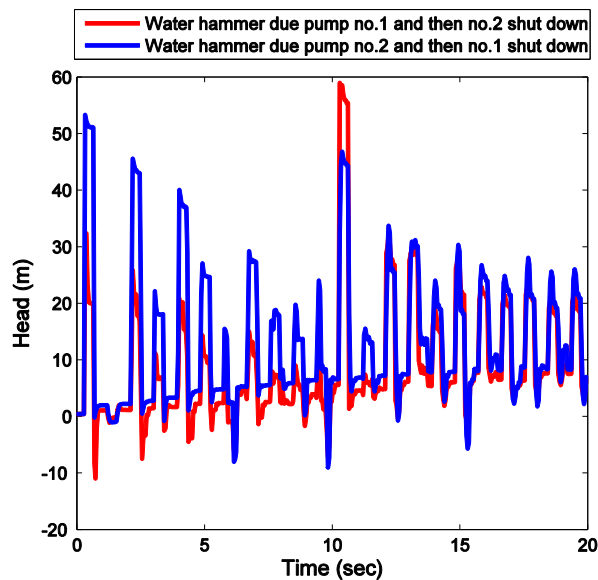
سیستم پمپاژ موازی

در یک گروه پمپ موازی، اگر پمپ‌ها به نوبت 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 (Thorley, 2004).

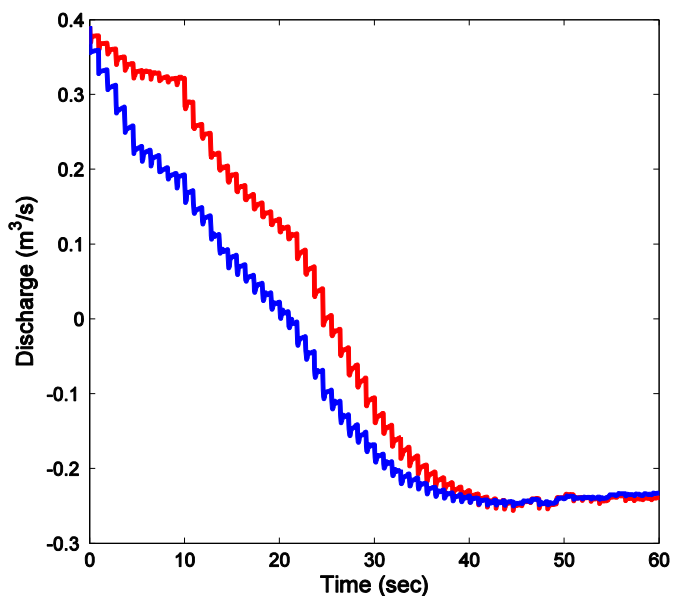
۵-۵-۲-۱- خاموشی دو پمپ متفاوت در دو گام

اگر گروه پمپ سیستم لوله‌کشی شامل دو پمپ با قدرت‌های متفاوت (پمپ‌های شماره‌ی یک و دو از جدول (۵-۲)) باشد، قطع ناگهانی هر یک از پمپ‌ها و ترتیب از کار افتادن آنها تاثیرات متفاوتی به سیستم وارد می‌کند.

شکل (۵-۱۹) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ در مکان ۳۰۰ متر قبل از سیستم پمپاژ و به عبارت دیگر ۲۰۰ متر بعد از مخزن شماره یک و شکل (۵-۲۰) دبی عبوری از سیستم در حالت غیرماندگار بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۱۰ ثانیه از پمپ قبل را نشان می‌دهد.



شکل (۵-۱۹) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۱۰ ثانیه از پمپ قبل در خط مکش ($x=200$ m) (قرمز: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی ؛ آبی: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف)



شکل (۵-۲۰) تغییرات دبی نسبت به زمان در سیستم لوله‌کشی بعلت توقف ناگهانی هر یک از پمپ‌ها به فاصله‌ی ۱۰ ثانیه از پمپ قبل (قرمز: خاموشی ابتدا ضعیف و سپس قوی ؛ آبی: خاموشی ابتدا قوی و سپس ضعیف)

شکل (۵-۱۹) شکل (۵-۲۰) در نمودار قرمز ابتدا پمپ ضعیف تر (پمپ شماره ۱ دو) و بعد از ۱۰ ثانیه پمپ قوی تر (پمپ شماره ۱ یک) خاموش می‌شود و در نمودار آبی ابتدا پمپ قوی تر و بعد پمپ ضعیف تر می‌باشد.

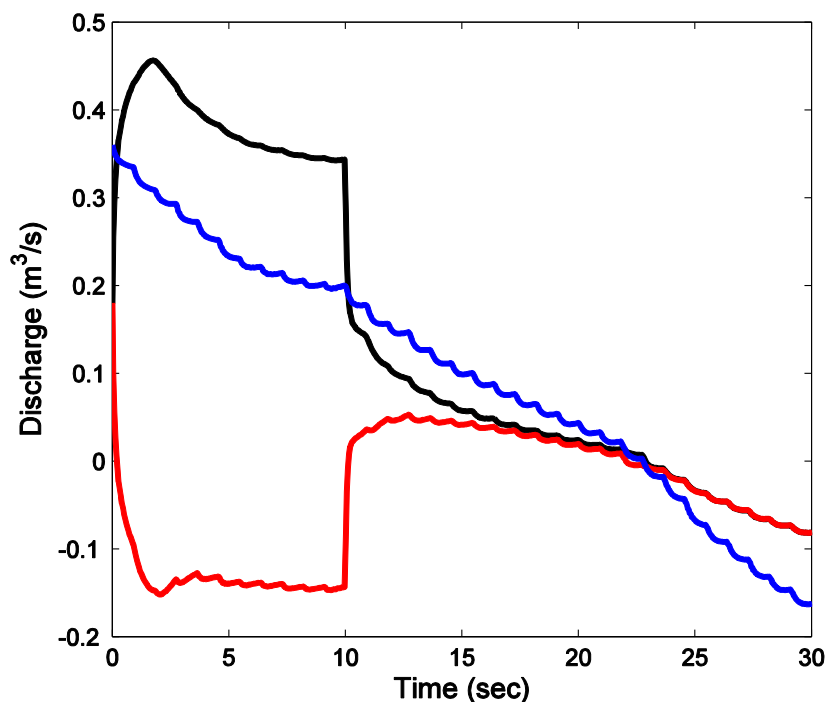
همان طور که در شکل (۵-۲۰) مشاهده می‌شود فشارهای بحرانی (ماکزیمم و مینیمم) در نمودار قرمز به ترتیب برابر با ۵۸/۹۸ متر و ۱۰/۹۶- متر و در نمودار آبی ۵۳/۳۱ متر و ۹/۰۳- متر می‌باشد. در نمودار آبی فشار ماکزیمم ۵/۶۷ متر کمتر (۱۰/۶۴ درصد کاهش فشار حد اکثر) و فشار مینیمم ۱/۹۳ متر بیشتر (۲۱/۳۷ درصد افزایش فشار حداقل) از نمودار قرمز می‌باشد. با توجه به شکل (۵-۲۰) حالت آبی (خاموشی ابتدا پمپ قوی و سپس ضعیف) نسبت به حالت قرمز (خاموشی ابتدا پمپ ضعیف و سپس قوی) از نظر فشارهای بحرانی وارد شده به سیستم برتری دارد.

شکل (۵-۲۱) نشان دهنده تفاوت قدرت پمپ‌ها و ترتیب خاموشی آنها بر تغییرات دبی جریان می‌باشد. بدین صورت که زمانی، 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 می‌رسد که در لحظه ای جریان متوقف ($t = 24.55$ s در نمودار قرمز و $t = 20.9$ s در نمودار آبی) و پس از آن بعلت نیروی گرانش جریان به صورت عکس در لوله‌ها جریان می‌یابد.

۵-۲-۵-۲- خاموشی دو پمپ مشابه در دو گام

اغلب در سیستم‌های پمپاژ بعلت افزایش راندمان سیستم در حالت ماندگار از پمپ‌های مشابه و یکسان برای پمپاژ جریان استفاده می‌شود زیرا اگر پمپ‌ها متفاوت باشد پمپ ضعیف تر توان عبور جریان و هد را نسبت به پمپ قوی تر ندارد و همین موضوع باعث کاهش کارایی این سیستم پمپ می‌شود. حال اگر سیستم لوله‌کشی مذکور شامل دو پمپ مشابه (پمپ شماره دو از جدول (۵-۲)) باشد که به صورت موازی به یکدیگر متصل شده‌اند در صورت خاموشی پمپ‌ها با فاصله‌ی زمانی ۱۰ ثانیه از یکدیگر، دبی عبوری از

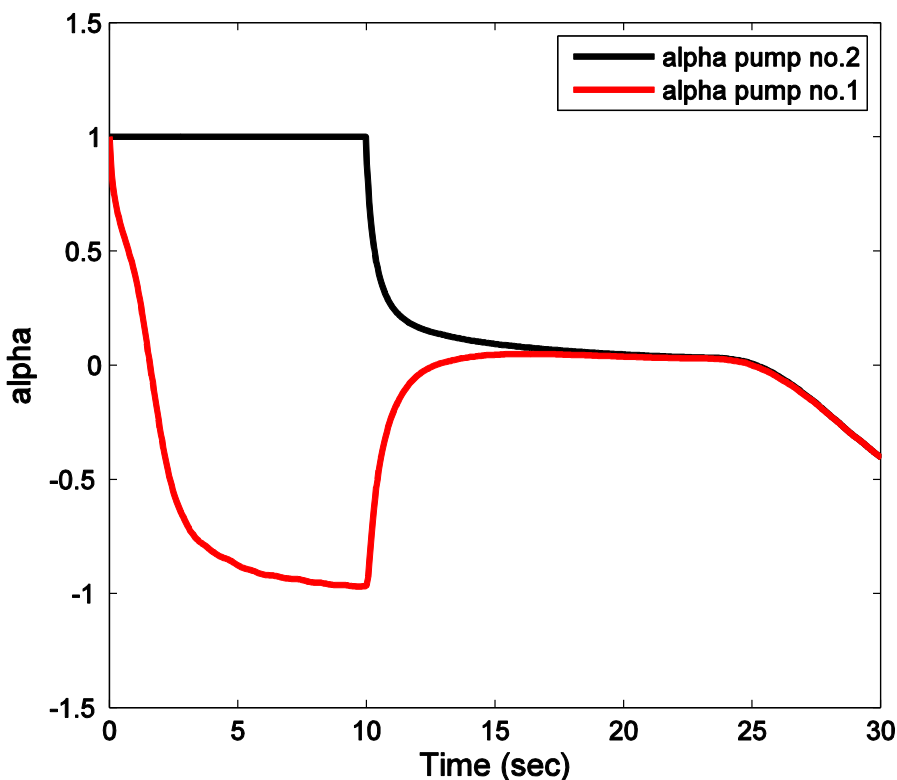
هر پمپ و مجموع پمپ ها نسبت به زمان و نسبت سرعت چرخش پره‌ی هر پمپ به حالت شاخص $(\alpha = \frac{N}{N_R})$ نسبت به زمان به ترتیب به صورت شکل (۲۱-۵) و شکل (۲۲-۵) می‌باشد.



شکل (۲۱-۵) تغییرات دبی نسبت به زمان برای هر یک از پمپ‌ها در خاموشی گام به گام با فاصله زمانی ۱۰ ثانیه (قرمز: پمپ اول که در زمان صفر خاموش می‌شود؛ مشکی: پمپ دوم که در زمان ده ثانیه خاموش می‌شود؛ آبی: مجموع دبی عبوری از پمپ‌ها)

همانطور که از شکل (۲۱-۵) مشخص است به محض خاموشی یکی از پمپ‌ها، جریان در آن پمپ به سرعت کاهش و در پمپ دیگر افزایش می‌یابد. کاهش جریان در پمپ خاموش شده (پمپ اول، حالت قرمز شکل (۲۱-۵)) به مقداری می‌رسد که در مدت زمان بسیار کوتاهی دبی عبوری از آن به صفر می‌رسد و سپس در جهت عکس آب از آن عبور می‌کند و این حالت تا زمان توقف پمپ دوم (حالت مشکی شکل (۲۱-۵)) ادامه دارد. پس از توقف پمپ دوم دبی عبوری از پمپ اول به سرعت افزایش و جهت جریان به حالت عادی برمی‌گردد و دبی عبوری از پمپ دوم به سرعت کاهش می‌یابد این کاهش‌ها

و افزایش‌ها تا زمانی که دبی عبوری از دو پمپ به یک مقدار برابر برسد، ادامه دارد و پس از آن، دو پمپ کاملاً مشابه یکدیگر عمل می‌کنند. جریان عبوری از دو پمپ (جریان عبوری از لوله‌ها) از لحظه‌ی خاموشی پمپ اول به بعد در حال کاهش می‌باشد همچنین شکستگی‌های موجود بر روی نتایج دبی بعثت عبور موج ضربه‌ی قوچ در سیستم می‌باشد. از طرفی دیگر این شکل نشان می‌دهد که دبی تولید هر یک از این دو پمپ در حالت موازی، کمتر از دبی تولیدی پمپ‌ها در حالتی است که به تنهایی در مدار قرار می‌گیرند. بنابراین وقتی یکی از پمپ‌ها از کار بیفتد و از مدار خارج شود دبی تولیدی پمپ‌ها افزایش پیدا می‌کند.

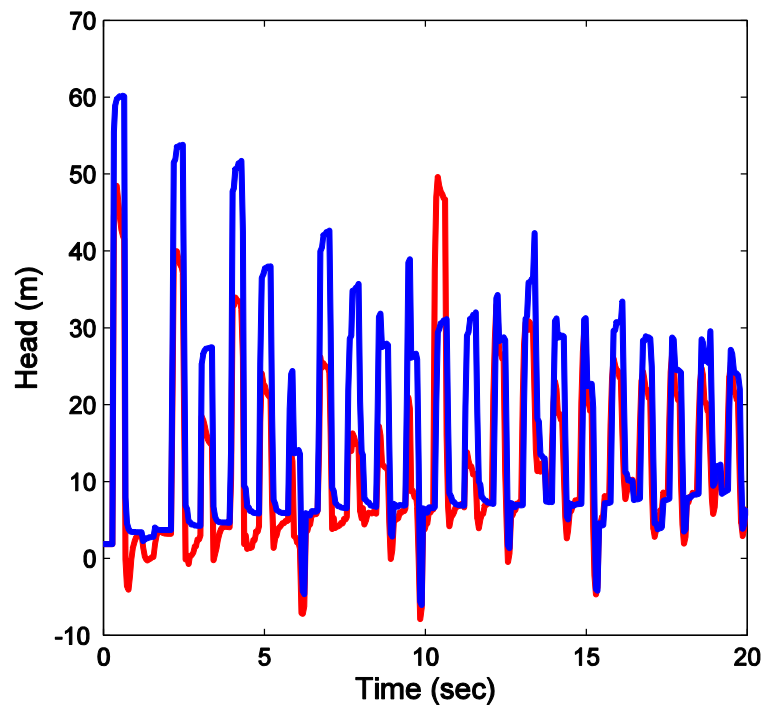


شکل (۲۲-۵) تغییرات α برای هریک از پمپ‌ها در خاموشی گام به گام با فاصله زمانی ۱۰ ثانیه (قرمز: پمپ اول که در زمان صفر خاموش می‌شود؛ مشکی: پمپ دوم که در زمان ده ثانیه خاموش می‌شود)

شکل (۲۲-۵) بیانگر این موضوع است که پره‌ی پمپ اول (حالت قرمز شکل (۲۲-۵)) از همان ابتدا

در حال کاهش سرعت دورانی و پس از ۱/۵۵ ثانیه متوقف و سپس شروع به گردش در جهت عکس می‌کند و از طرفی پمپ دوم (حالت مشکی شکل (۵-۲۲)) تا ثانیه‌ی ۱۰ با سرعت دورانی معمول ($\alpha = 1$) کار می‌کند و پس از قطع آن، سرعت چرخش پره‌ی آن کاهش و سرعت چرخش پمپ اول افزایش می‌یابد این کاهش‌ها و افزایش‌ها تا زمانی که سرعت چرخش پره‌ی دو پمپ به یک مقدار برابر برسد ادامه دارد و پس از آن، دو پمپ کاملاً مشابه یکدیگر (مانند شکل (۵-۲۱)) عمل می‌کنند. زمانی که جریان در لوله‌ها متوقف می‌شود ($t = 22.8 \text{ s}$)، پره‌های پمپ‌ها بعلت نیروی اینرسی قسمت‌های مختلف چرخنده‌ی پمپ (موتور پمپ و مایع درون آن) در جهت عادی در حال چرخش می‌باشند و پس از آنکه جریان به صورت عکس در لوله‌ها جریان می‌یابد سرعت چرخش پره‌های پمپ‌ها به شدت کاهش می‌یابد تا زمانی که به صفر ($t = 25 \text{ s}$) 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 (Nourbakhsh, et al., 2008).

تفاوت خاموشی گام به گام (ابتدا یک پمپ و سپس پمپ دیگر) با همزمان دو پمپ در فشارهای ناشی از ضربه‌ی قوچ در مکان ۳۰۰ متر قبل از سیستم پمپاژ که تحت فشار مثبت زیادی قرار می‌گیرد به صورت شکل (۵-۲۳) می‌باشد.

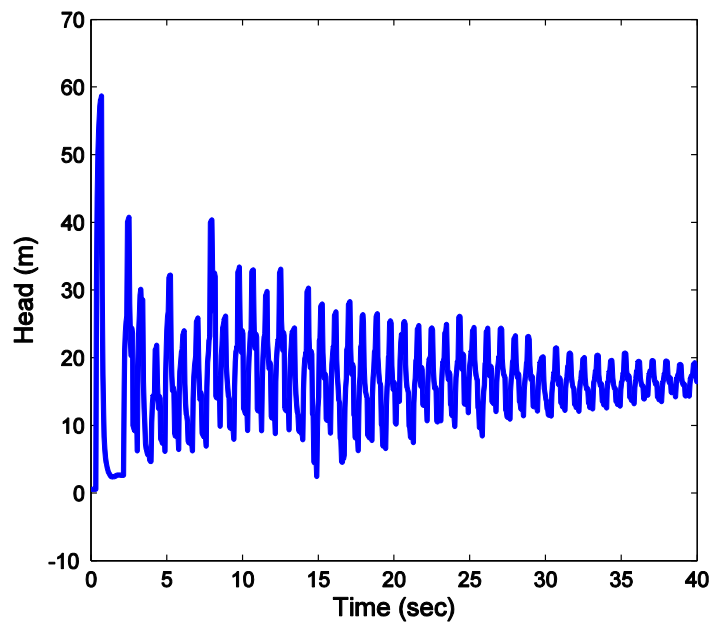


شکل (۲۳-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت خاموشی همزمان و گام به گام پمپ‌ها با گام زمانی ۱۰ ثانیه (آبی: توقف همزمان؛ قرمز: خاموشی پمپ‌ها با فاصله زمانی ۱۰ ثانیه)

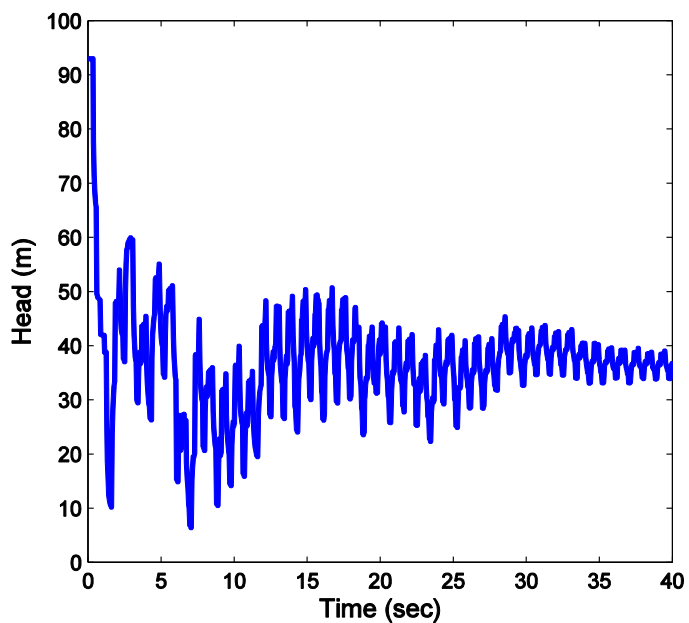
همان‌طور که از شکل (۲۳-۵) مشخص است خاموشی گام به گام دو پمپ (حالت قرمز شکل (۲۳-۵)) نسبت به حالت خاموشی همزمان دو پمپ (حالت آبی شکل (۲۳-۵)) باعث کاهش هد ماکزیمم به مقدار ۱۰/۵۵ متر (۲۱/۲۶ درصد) در این مکان از سیستم لوله‌کشی شده است.

۵-۵-۳- قطع ناگهانی سیستم پمپاژ موازی

اگر سیستم لوله‌کشی شامل ۶ پمپ مشابه (پمپ شماره دو از جدول (۲-۵)) باشد و سیستم پمپاژ به صورت ناگهانی متوقف شود شکل (۲۴-۵) شکل (۲۵-۵) به ترتیب فشار در خط مکش ($x = 200 \text{ m}$) و رانش ($x = 800 \text{ m}$) نشان می‌دهد.



شکل (۲۴-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط مکش ($x=200\text{ m}$)



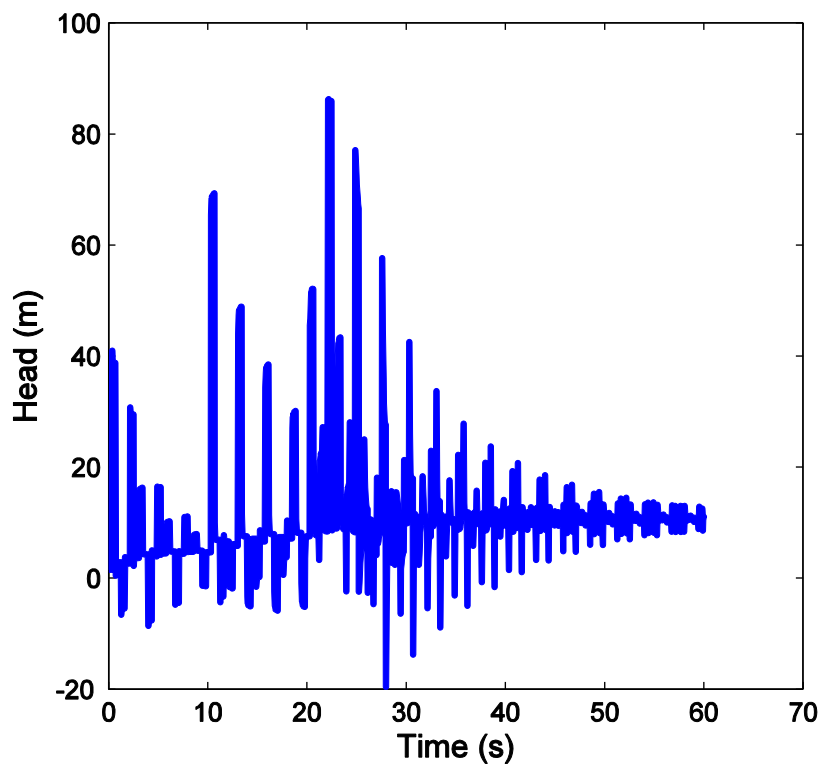
شکل (۲۵-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط رانش ($x=800\text{ m}$)

از مقایسه‌ی شکل (۲۴-۵) شکل (۲۵-۵) می‌توان نتیجه گرفت که چون موج ضربه‌ی قوچ در زمان $(\frac{2L}{a})$ (L طول هر یک از لوله‌ها می‌باشد) به محل پمپ بر می‌گردد (خط مکش ۰/۹۱ ثانیه و خط رانش ۱/۸۲ ثانیه)، باعث شکستگی در نتایج فشار می‌شود.

۵-۶- فاصله زمانی بهینه برای خاموشی گام به گام

پس از بیان این موضوع که خاموشی گام به گام باعث کاهش فشارهای وارد بر سیستم می‌شود این سوال مطرح می‌شود که مناسب‌ترین فاصله زمانی بین خاموشی پمپ‌ها برای کاهش حداکثر فشار وارد بر سیستم چه مقدار است.

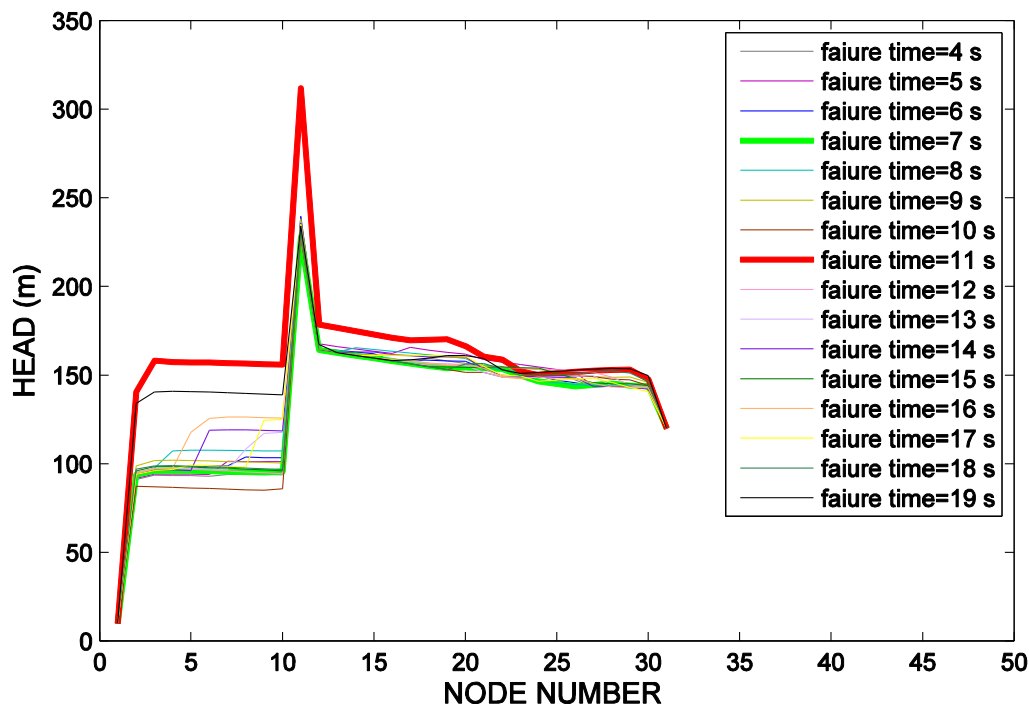
برای بررسی این موضوع یک سیستم پمپاژ سری شامل سه پمپ مشابه در نظر می‌گیریم که یک پمپ در لحظه‌ی صفر از کار می‌افتد و یک پمپ در ثانیه ۲۰ و پمپ دیگر مابین این دو پمپ از کار می‌افتد. به عنوان مثال اگر پمپ دوم در ثانیه ۱۰ و پمپ سوم در ثانیه ۲۰ از کار بیفتد مقادیر فشار در وسط لوله اول مطابق شکل (۲۶-۵) می‌باشد.



شکل (۲۶-۵) خاموشی گام به گام سه پمپ در دوگام

حال با توضیح شرایط گفته شده، در شکل (۲۷-۵) محور افقی شماره گره‌ها و محور عمودی حداکثر

فشار وارد بر سیستم در آن نقطه در دوره غیرماندگار را نشان می‌دهد.



شکل (۵-۲۷) حداکثر فشار وارد بر سیستم در هر نقطه با تغییر فاصله زمانی خاموشی پمپها

همانطور که مشاهده می‌شود در تمامی حالات حداکثر فشار وارد بر سیستم در گره شماره ۱۱ (در گره پمپ) اتفاق می‌افتد. بهترین فاصله زمانی در این سیستم هفت ثانیه و بدترین فاصله یازده ثانیه می‌باشد. که به نظر می‌آید علت این زمان‌ها به رفت و برگشت موج‌ها در سیستم لوله‌کشی مربوط می‌باشد.

۵-۷- بررسی جریان در حالت ماندگار

یکی از مسائلی که همواره ذهن طراحان سیستم‌های هیدرولیکی را به خود مشغول می‌کند در رابطه با استفاده از پمپ یا پمپ‌هایی برای در سیستم لوله‌کشی می‌باشد به طوریکه نیاز دبی و هد مجموعه را پاسخ و در حالت مطلوب‌تر و راندمان بالا عمل نماید.

یکی از روش‌هایی که می‌توان به این امر پاسخ داد استفاده از منحنی مشخصه پمپ برای بدست

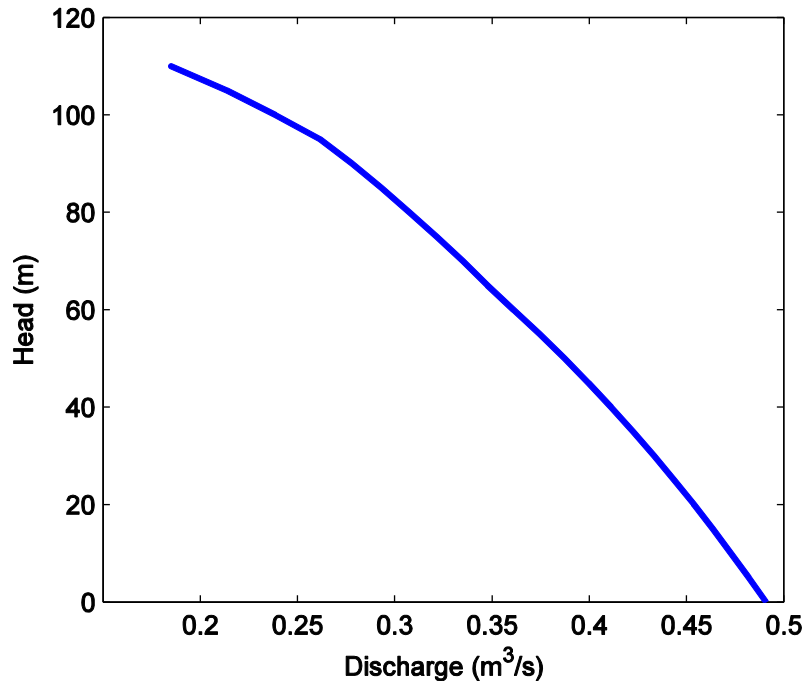
آوردن عملکرد پمپ در بالاترین راندمان می‌باشد. این منحنی‌ها برای هر پمپ بطور مجزا وجود دارد ولی در زمان استفاده از سیستم‌های پمپاژ پیچیده، شرایط برای استفاده از این منحنی‌ها بسیار پیچیده خواهد شد. حال اگر بتوان با یک روش عددی این منحنی را برای یک سیستم پمپاژ تهیه و محاسبه نمود، این مشکل برطرف و روند استفاده از پمپ‌ها همانند یک پمپ خواهد شد.

در ادامه پس از بیان روش تولید این منحنی‌ها برای گروه پمپ به نتایج حاصل از آنها اشاره خواهد شد.

۵-۷-۱- منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار

شرکت‌های سازنده پمپ، با توجه به مشخصات پمپ از جهت تامین فشار و دبی و راندمان کارکرد پمپ، منحنی مشخصه پمپ را ارائه می‌کنند تا مصرف‌کنندگان با در نظر گرفتن مشخصات فشار و دبی مورد نیاز خود و منحنی مشخصه پمپ‌ها، پمپ مورد نیاز خود را انتخاب نمایند. شکل (۵-۲۸) نمونه‌ای از یک منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار را نشان می‌دهد. در این شکل محور عمودی هد (فشار بوجود آمده در خروجی پمپ) و محور افقی میزان آبدهی پمپ (دبی) را نشان می‌دهد.

حال می‌توانیم با استفاده از مشخصات پمپ در حالت شاخص منحنی مشخصه پمپ را تولید کرد. به این ترتیب که با توجه به اینکه سرعت دورانی پره در حالت ماندگار برابر سرعت شاخص می‌باشد می‌توان با مدل کردن سیستم پمپاژ و قرار دادن آن در سیستم‌های مختلف لوله‌کشی (به شرطی که پمپ توانایی پمپاژ اختلاف ارتفاع را داشته باشد) و حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها، منحنی مشخصه سیستم پمپاژ را تولید کرد.



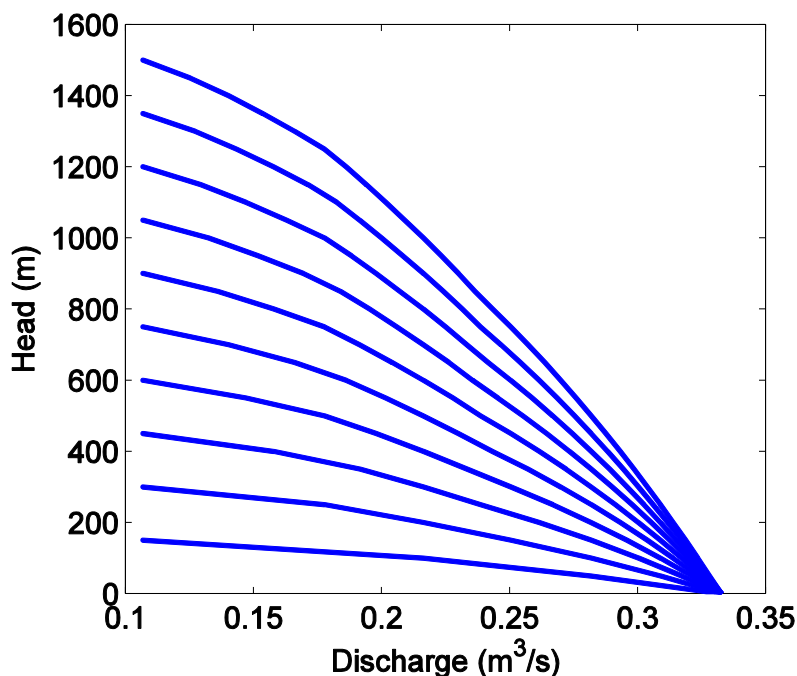
شکل (۵-۲۸) منحنی مشخصه پمپ در حالت ماندگار برای پمپ به مشخصات ($N_R=1450, H_R=94.5$)

تولید این منحنی‌ها در زمانی که از سیستم‌های پمپاژ پیچیده استفاده شود اطلاعات بسیار با ارزشی را در اختیار طراحان قرار می‌دهد. در ادامه درباره تولید این منحنی‌ها در سیستم‌های پمپاژ سری و موازی به صورت مفصل‌تر بحث خواهد شد.

۵-۷-۱-۲- منحنی مشخصه سیستم‌های پمپاژ سری و موازی در حالت ماندگار

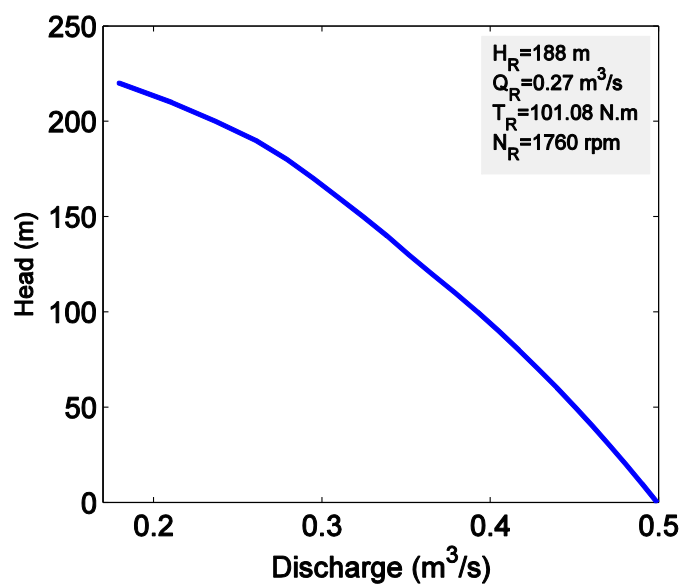
در سیستم‌های پمپاژ سری دبی عبوری از پمپ‌ها ثابت ($Q=Q_1=Q_2=...$) ولی هد ایجاد شده در پمپ‌ها با یکدیگر جمع می‌شود ($H=H_1+H_2=...$). با توجه به این توضیح می‌توان پیش‌بینی کرد در زمانی که سیستم پمپاژ سری از چند پمپ مشابه تشکیل شده باشد منحنی مشخصه گروه پمپ در حالت ماندگار ضربی از منحنی تک پمپ در جهت هد (محور عمودی) است. شکل (۵-۲۹) نشان دهنده منحنی دبی در مقابل هد مجموعه‌ی پمپ برای یک تا ده پمپ سری مشابه می‌باشد که نشان دهنده

قوانین پمپ‌های سری می‌باشد که دبی عبوری از مجموعه یکسان و هد هر پمپ با دیگری جمع می‌شود. بدیهی است که اگر پمپ‌های مشابه به صورت موازی به یکدیگر متصل شوند منحنی مشخصه به صورت ضربی از منحنی تک پمپ در جهت دبی (محور افقی) خواهد بود.

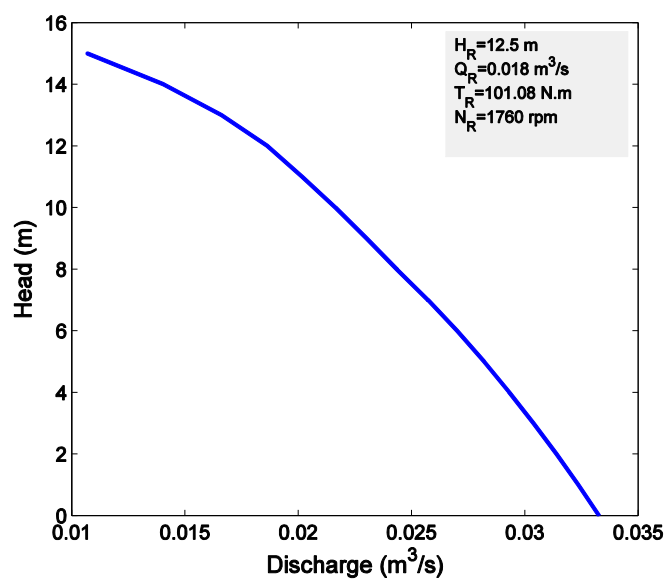


شکل (۲۹-۵) منحنی دبی در مقابل هد به ترتیب در سیستم‌های یک تا ده پمپ مشابه سری

حال اگر سیستم پمپاژ از پمپ‌های متفاوت تشکیل شده باشد نمی‌توان از منحنی تک پمپ استفاده کرد بلکه باید گروه 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 (۳۰-۵) و شکل (۳۱-۵) منحنی مشخصه دو پمپ متفاوت که دارای تفاوت قدرت زیادی می‌باشد را نشان می‌دهد.



شکل (۵-۳۰) منحنی مشخصه پمپ قوی



شکل (۵-۳۱) منحنی مشخصه پمپ ضعیف

حال با استفاده از روابط حاکم بر پمپ‌ها به روش زیر می‌توان منحنی مشخصه گروه پمپ را بدست

آورد:

برای بدست آوردن 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 ($\sum_{i=1}^{NP_u} H_{P_i}$) را محاسبه کرد و سپس نمودار دبی در مقابل هد را رسم کرد.

فصل ششم: خلاصه،

نتیجه‌گیری و ارائه

پیشنهادات

۶-۱- خلاصه

در این پایان نامه ابتدا به طور اجمالی مسائل کلی مرتبط با این تحقیق مانند ضربه قوچ، انواع پمپها و نحوه عملکرد آنها و معادلات حاکم بر پمپها معرفی گردید. سپس با توجه به هدف این پایان نامه که بررسی جریان غیرماندگار ناشی از قطع ناگهانی و خاموشی های گام به گام در سیستم پمپاژ سری و موازی می باشد، معادلات و روابط مورد نیاز ارائه شد. برای این منظور معادلات حاکم بر حرکت سیال در جریان غیرماندگار (پیوستگی و مومنتم)، نحوه مدلسازی اصطکاک، منحنی مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار، معادلات حاکم بر پمپها (تعادل هد و تغییر سرعت) به طور کامل برای سیستم های پمپاژ سری و موازی بیان شد. سپس شرایط اولیه و روابط شرایط مرزی استخراج گردید.

معادلات حاکم بر حرکت سیال در جریان غیرماندگار با استفاده از روش خطوط مشخصه صریح (MOC) و معادلات غیرخطی حاکم بر پمپها با روش عددی نیوتون رافسون در هر گام زمانی حل می شوند. سپس پس از بررسی صحت سنجی مدل ارائه شده با بررسی مثالهای نمونه جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی پمپ در حالت های متفاوت مورد بررسی قرار گرفت و نتایج مربوط به توقف ناگهانی انواع سیستم پمپاژ و خاموشی گام به گام که برای اولین بار مورد تحقیق قرار گرفته است، ارائه شد. سپس نتایج به صورت مقایسه ای برای نیل به الگوریتم مناسب برای خاموشی پمپها در فصل پنجم ارائه گردید.

۶-۲- نتیجه گیری

پس از بررسی ها و مطالعاتی که در زمینه رفتار پمپها در حالت غیرماندگار انجام شد نتایج کلی زیر حاصل گردید که به صورت جداگانه ارائه می شود. جهت مشاهده نتایج جزئی تر می توان به تفسیرهای ارائه شده برای اشکال رسم شده در فصل پنجم مراجعه نمود.

۶-۲-۱- تفاوت اثرات فشار ناشی از خاموشی گام به گام با همزمان

در یک گروه پمپ، 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.

همچنین از مقایسه نتایج خاموشی دو پمپ و سه پمپ در دو گام می‌توان نتیجه گرفت (پارسا صدر، و غیره، ۱۳۹۳) 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.

۶-۲-۲- اثر جایگزینی تعدادی پمپ‌های ضعیف با یک پمپ قوی در سیستم پمپاژ

سری

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 مزیت تعداد بیشتری پمپ ضعیف آن است که اگر پمپ‌ها را به ترتیب با فاصله زمانی بزرگتر از نصف پیروید لوله‌های قبل و بعد از شبکه پمپ خاموش کرد، فشارهای حاصل از ضربه‌ی قوچ کاهش می‌یابند.

۶-۲-۳- اثر خاموشی گام به گام پمپ‌های متفاوت در سیستم پمپاژ

در مواقعی که در سیستم لوله‌کشی از گروه پمپ‌هایی شامل چند پمپ متفاوت استفاده می‌شود، بهتر است که پمپ‌های قوی زودتر خاموش شوند به عنوان مثال اگر از دو پمپ متفاوت استفاده شود 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 در سیستم لوله‌کشی بوجود می‌آید. لازم به ذکر است که این اتفاق در سیستم پمپاژ سری و موازی اتفاق می‌افتد. البته چون در سیستم پمپاژ سری اختلاف هد در صورت از کار افتادن پمپ‌ها نسبت به سیستم پمپاژ موازی بیشتر می‌باشد این اختلاف (کاهش فشارهای بحرانی وارد بر سیستم) بارزتر می‌باشد.

۶-۲-۴- عملکرد پمپ در حالت ماندگار و غیرماندگار

پس از بررسی جریان در اثر خاموشی گام به گام دو پمپ در سیستم پمپاژ موازی و مشاهده‌ی نمودارها و مطالعه‌ی نتایج آزمایشگاهی می‌توان به این نتیجه رسید که پس از کار افتادن یکی از پمپ‌ها (در سیستم‌های پمپاژ موازی)، پمپ‌های دیگر با ظرفیت بیشتری نسبت به حالت قبلشان عمل می‌کنند. به عنوان مثال در گروه پمپ موازی شامل دو پمپ مشابه پس از خاموشی یکی از آنها به سرعت پمپ دیگر شروع به عبور دبی بیشتر نسبت به حالت قبل می‌کند.

۶-۲-۵- فاصله زمانی بهینه بین خاموشی‌های گام به گام

در سیستم بررسی شده در فصل قبل که سه پمپ مشابه با فاصله زمانی دلخواه خاموش شدند بهترین

و بدترین فاصله زمانی از لحاظ کاهش فشار حداکثر به سیستم به ترتیب ۷ و ۱۱ ثانیه بود. لازم به ذکر است برای بررسی این مسئله از الگوریتم‌های بهینه یابی مانند ژنتیک استفاده شد اما چون تغییرات تابع هدف (حداکثر فشار وارد بر سیستم نسبت به فاصله زمانی خاموشی) نوسانی می‌باشد به نتیجه واحد و کامل برای تمامی سیستم‌ها منجر نشد. ولی در هر صورت می‌توان با مدل کردن هر سیستم به صورت جداگانه این فاصله زمانی را بدست آورد.

۶-۲-۶- الگوریتم مناسب برای خاموشی گام به گام سیستم پمپاژ

بهترین روند برای از کار افتادن پمپ‌ها در سیستم پمپاژ سری و موازی از لحاظ حداکثر فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ به سیستم زمانی است که پمپ‌ها به ترتیب قدرتشان خاموش شوند زیرا پمپ‌های دیگر که هنوز در حال کار می‌باشند باعث 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 حد اکثر فشار به سیستم را به دنبال خواهد داشت. چنانچه عکس این حالت اتفاق بیفتد در ابتدا چون پمپ ضعیف در حال کار می‌باشد 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. این امر را می‌توان برای حالت های ضربه قوچ ناشی از روشن کردن پمپ‌ها هم (البته به صورت معکوس) تعمیم داد به این ترتیب که بهتر است ابتدا پمپ ضعیف تر روشن شود تا ضربه قوچ ناشی از آن جزیی باشد و سپس پمپ قوی تر با ایجاد ضربه قوچ کمتری باعث تقویت جریان گردد.

۶-۳- پیشنهادات برای ادامه کار

بدیهی است که مباحث مربوط به جریان غیرماندگار ناشی از توقف پمپ که یکی از دلایل اصلی ایجاد

ضربه قوچ و باعث آسیب و خرابی سیستم لوله‌کشی می‌شود، هنوز دارای زمینه‌های زیادی برای تکمیل و بهبود شرایط و روش‌ها می‌باشد و این رساله، تنها گام کوچکی در این زمینه به شمار می‌رود. برخی از مطالعات و تحقیقاتی که می‌تواند منجر به بهبود و پیشرفت کار شود در زیر به طور خلاصه بیان می‌شود.

۱. در این تحقیق مدلسازی در حالتی مطرح گردید که فشار درون سیستم از فشار بخار سیال بزرگتر باشد. همانطور که می‌دانیم کاویتاسیون زمانی رخ می‌دهد که فشار درون سیستم از فشار بخار سیال کمتر شود و سبب تبخیر سیال گردد، که در این حالت جریان تک‌فازی سیال به جریان دو‌فازی تبدیل می‌گردد. می‌توان مدل حاضر را با اعمال مدل‌های کاویتاسیون توسعه داد.

۲. در این تحقیق با فرض الاستیک بودن سیستم لوله به بررسی رفتار جریان پرداخته شده است، می‌توان در ادامه این تحقیق با فرض ویسکوالاستیک بودن جنس لوله‌ها به بررسی این مدل پرداخت.

۳. روش خطوط مشخصه برای تحلیل جریان غیرماندگار روش بسیار دقیقی است ولی محدودیت‌هایی دارد. یکی از این محدودیتها نسبت $\frac{\Delta x}{\Delta t}$ است که باید همواره برابر با سرعت موج در لوله باشد. در یک خط لوله تنها، می‌توان Δx را طوری انتخاب کرد که کل لوله به قطعات مساوی تقسیم شود و مقدار Δt را بر طبق آن تعیین نمود. ولی یک شبکه لوله که از لوله‌های با جنس و قطر متفاوت تشکیل شده است، مقدار سرعت موج فشاری در هر کدام از لوله‌ها می‌تواند متفاوت باشد. از طرفی چون کل شبکه در یک پروسه‌ی حل واحد تحلیل می‌گردد، طول بازه‌ی زمانی برای کل مسأله باید مقداری ثابت باشد. بنابراین مقدار Δx در هر لوله با توجه به سرعت موج در آن تعیین می‌شود. بنابراین ممکن است طول لوله به گونه‌ای باشد که در تقسیم بندی لوله به بازه‌های Δx ، قطعه‌ای از لوله مقدار کمتری پیدا کند. در این حالت

استفاده از اینترپولاسیون می‌تواند خطای بسیار زیادی وارد محاسبات کند. لذا ارائه روش‌های مختلف برای رفع مشکل ذکر شده، می‌تواند بعنوان یک کار تکمیلی برای این پایان نامه قلمداد شود.

۴. در این تحقیق جریان غیرماندگار در حوزه زمان مورد بررسی قرار گرفت. می‌توان ضربه قوچ را در حوزه فرکانس و مقایسه نتایج با این تحقیق مورد بررسی قرار داد.

۵. در این تحقیق نحوه‌ی مدلسازی پمپ معادل برای یک سیستم پمپاژ در حالت ماندگار بررسی شد و منحنی‌های مشخصه سیستم پمپاژ استخراج گردید. در ادامه‌ی این تحقیق می‌توان با حل معادلات و استفاده از نرم افزار تهیه شده به پمپ معادل برای یک سیستم پمپاژ در حالت غیرماندگار دست پیدا کرد.

۶. استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌یابی با در نظر گرفتن پارامترهای متفاوت اعم از مشخصات فیزیکی سیستم لوله‌کشی و مسائل مربوط به پمپ برای کاهش فشارهای بحرانی وارد بر سیستم لوله‌کشی یکی دیگر از مواردی است که نیاز به بررسی بیشتر دارد.

۷. در این تحقیق از مدل اصطکاکی شبه پایدار استفاده شده است می‌توان با استفاده از مدل اصطکاک غیرماندگار به بررسی این موضوع پرداخت و مدلسازی را توسعه داد.

پیوست

حل معادلات حاکم بر پمپ

در این پیوست نحوه حل معادلات تعادل هد و تغییر سرعت با روش عددی نیوتون-رافسون در

سیستم پمپاژ موازی در حالت غیرماندگار به تعداد دلخواه پمپ ارائه می‌شود:

nu_pu: Number of pumps

$$FH_v = \frac{\partial FH}{\partial v}$$

$$C_{torq} = (\pi / (15 * dt)) * ((NR ./ TR) * (I))$$

```
while tolerance > .0001
    x = (pi + atan2(v, alpha)) / dx
    WHx = interp1(0:1:88, WH, x)
    WBx = interp1(0:1:88, WB, x)
    A1x = A1(fix(x))
    B1x = B1(fix(x))
    Q1 = v .* QR
    Q1 = sum(Q1)
    FH = (Cp - Cm) - Q1 * (Bp + Bm) + WHx .* HR .* (alpha.^2 + v.^2)
    % FHv matrix
    for m = 1:nu_pu
        for k = 1:nu_pu
            if m == k
                FHv(m, k) = -(Bp + Bm) * QR(k) + 2 * v(k) * WHx(k) * HR(k) + A1x(k) * HR(k) * alpha(k)
            else
                FHv(m, k) = -(Bp + Bm) * QR(k)
            end
        end
    end
    % FHalpha matrix
    for m = 1:nu_pu
        for k = 1:nu_pu
            if m == k
                FHalpha(m, k) = 2 * alpha(k) * WHx(k) * HR(k) - v(k) * A1x(k) * HR(k)
            else
                FHalpha(m, k) = 0
            end
        end
    end
```



```

    end
end
FT=(α.^2+v.^2).*WBx+βi0+Ctorq.*(α-α0)
% FTv matrix
for m=1:nu_pu
    for k=1:nu_pu
        if m==k
            FTv(m,k)=2*v(k)*WBx(k)+α(k)*B1x(k)
        else
            FTv(m,k)=0
        end
    end
end
% FTα matrix
for m=1:nu_pu
    for k=1:nu_pu
        if m==k
            FTα(m,k)=2*α(k)*WBx(k)-v(k)*B1x(k)+Ctorq(k)
        else
            FTα(m,k)=0
        end
    end
end
%factor_answer matrix
factor(1:nu_pu,1:nu_pu)=FHv
factor(1:nu_pu,nu_pu+1:2*nu_pu)=FHα
factor(nu_pu+1:2*nu_pu,1:nu_pu)=FTv
factor(nu_pu+1:2*nu_pu,nu_pu+1:2*nu_pu)=FTα
answer(1:nu_pu,1)=-FH
answer(nu_pu+1:2*nu_pu,1)=-FT
%delta matrix
delta=factor^-1*answer
%v,α
dv(1,1:nu_pu)=delta(1:nu_pu,1)
v=v+dv
dα(1,1:nu_pu)=delta(nu_pu+1:2*nu_pu,1)
α=α+(dα)
%tolerance

```

```
t=abs(delta)
tolerance=sum(t)
end
```

منابع

منابع فارسی:

- ۱- پارسا صدر، ا، احمدی، ا، کرامت، ع &، لشگرارا، ب. (1393). بررسی ضربه قوچ ناشی از خاموشی گام به گام و همزمان پمپ‌ها در سیستم پمپاژ سری. شاهرود: مجله مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها.
- ۲- تائبی، ا &، چمنی، م. (1379). شبکه‌های توزیع آب شهری. انتشارات صنعتی اصفهان.

- 1- Adamkowski , A., & Lewandowski, M. (2006). Experimental examination of unsteady friction models for transient pipe flow simulation. 128, 1351-1363.
- 2- Afshar, M., & Mahjoobi, J. (2007). Optimal Design of Pumped Pipeline Systems Using Genetic Algorithm and Mathematical Optimization. Journal of water & wastewater, 35-48.
- 3- Ahmadi, A., & Keramat, A. (2010). Investigation of fluid–structure interaction with various types of junction coupling. 1123-1141.
- 4- Bergant, A., & Simpson, A. R. (1997). Development of a generalised set of pipeline water hammer and column separation equations.
- 5- Bergant, A., & Simpson, A. R. (1999). Pipeline coloumn separation flow regimes. ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 125, 835-848.
- 6- Bergant, A., Simpson, A. R., & Tijsseling, A. S. (2006). Water hammer with column separation: A historical review. 22, 135-171.
- 7- Chaudhry, M. H. (2014). Applied Hydraulic Transients (Third ed.). New York: Springer New York Heidelberg Dordrecht London.
- 8- 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.
- 9- Gibson, N. R. (1919). Pressures in penstocks caused by Gradual closing of turbine gates. 83, 707-775.
- 10- Gray, C. A. (1953). The Analysis of the Dissipation of Energy in water hammer. 119, 1176- 1194.
- 11- Gromeka, I. S. (1883). Concerning the propagation Velocity of Water hammer waves in Elastic Pies. Scientific Soc. Of Univ. of Kazan, kazan, U.S.S.R.
- 12- Guinot, V. (2002). Riemann solvers for water hammer simulations by Godunov method. 49, 851–870.
- 13- Joukowski, N. E. (n.d.). Mem. Imperial Academy Soc. Of St. Petersburg, Vol. 9, no.5, 1898, 1900 (in Russian, translated by O. simin, proc. Amer. Water works Assoc., Vol. 24, 1904, pp. 341-424).

- 14- Kay, & Melvyn. (2008). *Practical Hydraulics* (2nd ed.). Taylor & Francis.
- 15- 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, (pp. 475-486).
- 16- Keramat, A., Ahmadi, A., & Majd, A. (2009). Transient cavitating pipe flow due to pump failure. 3rd IAHR.
- 17- Nourbakhsh, A. S., Jaumotte, A. B., Hirsch, C., & Parizi, H. B. (2008). *Turbopumps and pumping systems*. Springer.
- 18- Parsasadr, A., Ahmadi, A., & Keramat, A. (2014). Waterhammer caused by intermittent pump failure in pipe systems including parallel pump groups. *Ahvaz: Journal of Hydraulic Structures (JHS)*.
- 19- Ruus, E. (1966). Optimum Rate of closure of Hydraulic Turbine Gates. presented at Amer. Soc. Mech. Engrs. Engineering Inst. Of Canada conference, Denver, Colorado.
- 20- Sepahran, M., & Badrinoudeh, M. (2012). Water Hammer Simulation by Implicit Finite Difference Scheme Using Non-Symmetrical Staggered Grid. 47-52.
- 21- 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.
- 22- Shu, & Jian-Jun. (2003). Modelling vaporous cavitation on fluid transients. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 187–195.
- 23- Soares, A. K., Covas, D., & Ramos, H. M. (2013). Damping Analysis of Hydraulic Transients in Pump-Rising Main Systems. *Journal of Hydraulic Engineering*, 139, 233-243.
- 24- Soares, A. K., Melo, N., & Gonçalves, F. V. (2008). HYDRAULIC MODELLING OF PRESSURE SURGES IN A WATER PUMPING SYSTEM. 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, (pp. 1-16). Brazilian .
- 25- Streeter, V. L., & Lai, C. (1963). *waterhammer Analysis Including Fluid*

- Friction. 128, 1491-1524 .
- 26- Thorley. (1969). Pressure Transients in Hydraulic Pipelines. ASME Journal of Basic Engineering, 91, 453-461.
- 27- Thorley, A. (2004). Fluid transient in pipelines (2nd ed). Professional Engineering Publishing.
- 28- Tijsseling, A. S. (1993). Fluid-structure interaction in case of water hammer with cavitation. Delft, Netherlands: Delft University of Technology.
- 29- Toro , E. F. (2008). Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics (Third ed.). Springer-Verlag.
- 30- Wylie, E. B., & Streeter, E. B. (1993). Fluid Transients in Systems. Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J.
- 31- Wylie E B and Streeter V L Fluid Transients [Book]. - New York : McGraw-Hill, Inc, 1978.

Abstract

The use of pumps linked in parallel or series in large scale pipe systems is usually inevitable, to meet the required head and discharge. Transient flow occurs following a pump failure in a pump group as a result of variations in the flow rate. The investigation of the pressure variations following this pump failure excitation is of great interest for pump station design purposes.

The purpose of this thesis is investigation about unsteady flow regime due to different patterns of pump shut-down: one after another with a delay between and sudden failure of the whole pump group and also offer the best algorithm for the shutting down the pumps when they are connected in parallel or series to achieve the at least maximum pressure head.

To investigate the unsteady flow regime in this case, examined almost all possible scenarios for switching off the pumping system to reduce the maximum pressure and increase minimum pressure head that input to system of piping.

Simulating the flow in the steady and unsteady states, the governing equations include momentum and continuity of the fluid as well as pump relations. Method of Characteristics (MOC) is used to solve the transient flow regime. It was combined with the pump relations being the head balance equation across the pump and its rotational speed change relation at any instant. The validity of the homogenous relations includes the fundamental assumption allowing for seeking the pump characteristics at various speeds after shut down.

From the results one can find that the intermittent shut-down as opposed to suddenly switching off the whole pump group produces much less waterhammer pressures. And also in the intermittent shut-down with different pump characteristics, it is suggested to firstly switch off the most powerful pump, and then the rest which are weaker. And on the other hand, the interval between pump shut-down is one of the factors that influence on the critical pressures. Appropriate interpretation about the transition results have been included.

Keyword: Water hammer, Power failure, intermittent shut-down, Parallel and series pumping system, steady and unsteady flow, Method of Characteristics.



University of Shahrood

Civil Engineering Department

Numerical modeling of unsteady flow in a water pumping system

Amir Parsasadr

Supervisors:

Dr. Ahmad Ahmadi

Dr. Alireza Keramat

September 2015