

## مقایسه روش‌های کنترل فشار بیشینه و کمینه ناشی از پدیده ضربه قوچ در ایستگاه‌های پمپاژ فشار قوی

یوسف حسن زاده<sup>۱\*</sup>، نازیلا کاردان<sup>۲</sup>، مهران حسن زاده<sup>۳</sup>، جواد زمانیان<sup>۴</sup>

تاریخ دریافت: ۹۴/۰۳/۱۰ تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۸/۲۶

<sup>۱</sup> - استادیار، گروه مهندسی آب، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تبریز

<sup>۲</sup> - استادیار، گروه مهندسی عمران، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان

<sup>۳</sup> - دانشجوی دکتری ژئوتکنیک، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تبریز

<sup>۴</sup> - دانش آموخته کارشناسی ارشد سازه‌های هیدرولیکی، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تبریز

\* مسئول مکاتبات، پست الکترونیکی: n.kardan@azaruniv.ac.ir

### چکیده

ضربه قوچ یکی از پدیده‌های مخرب هیدرودینامیکی است که در بیشتر ایستگاه‌های پمپاژ، خطوط انتقال آب و نیروگاه‌های برق آبی ایجاد می‌شود. وقوع این پدیده باعث ایجاد فشارهای غیرعادی و بروز پدیده کاویتاسیون شده و در نهایت با ترکیدن لوله‌ها موجب خرابی کلیه قسمت‌های سیستم می‌شود. بنابراین بررسی دقیق پدیده ضربه قوچ، به‌عنوان یکی از مراحل اولیه و اصلی طراحی به‌شمار می‌رود تا با شناخت کامل اثر آن، تأسیسات هیدرولیکی از خطرات این پدیده مصون بمانند. برای کنترل اثرات سوء این فرآیند، روش‌ها و تجهیزات متعددی پیش‌بینی شده است. در بعضی از مواقع به‌کارگیری یک روش کافی است ولی در پاره‌ای از موارد ترکیب دو یا چند روش ضروری به‌نظر می‌رسد. در مقاله حاضر، پدیده ضربه قوچ در ایستگاه پمپاژ فشار قوی جنوب شهر مشهد مورد مطالعه قرار گرفته و معادلات حاکم بر پدیده با اعمال روش مشخصه تحلیل گردیده‌اند. به‌منظور مقایسه تأثیر روش‌های مختلف در کنترل فشارهای ناشی از ضربه قوچ، ایستگاه پمپاژ مورد نظر با در نظر گرفتن وجود چرخ طیار، محفظه هوا، مخزن موج‌گیر و ترکیبی از محفظه هوا و مخزن موج‌گیر مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به نتایج حاصل شده، کاربرد محفظه هوایی به‌عنوان بهترین روش کنترل فشارهای ناشی از ضربه قوچ قابل توصیه می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: ایستگاه پمپاژ، روش مشخصه، ضربه قوچ، محفظه هوایی

## Comparison of the Controlling Methods of the Maximum and Minimum Pressures Resulting from Water Hammer Phenomenon in High Pressure Pumping Stations

Y Hassanzadeh<sup>\*1</sup>, N Kardan<sup>2</sup>, M Hassanzadeh<sup>3</sup>, J Zamanian<sup>4</sup>

Received: 31 May 2015

Accepted: 16 November 2016

<sup>1\*</sup>- Professor, Faculty of Civil Engin., Univ. of Tabriz, Tabriz, I.R. Iran

<sup>2</sup>- Assistant professor, Dep. of Civil Engin., Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran

<sup>3</sup>- PhD Student of Geotechnics, Faculty of Civil Engin., Univ. of Tabriz, Tabriz, Iran

<sup>4</sup>- M.Sc. Graduated of Hydraulic Structures, Faculty of Civil Engin. Univ. of Tabriz, Tabriz, Iran

\* Corresponding Author, Email: n.kardan@azaruniv.ac.ir

### Abstract

Waterhammer is one of the destructive hydrodynamic phenomena which is established in most pumping stations, transmission lines and hydroelectric power plants. This phenomenon rises the abnormal pressures, cavitation occurrence and finally pipe explosion and disturbance of the whole system. So, its accurate investigation is known as one the first and main steps in designing, which by complete identifying the effects of waterhammer, the hydraulic facilities remain safe from the dangers of this phenomenon. To control the destructive effects of this event, different methods are advised. One of these methods is sometimes enough and a combination of two or more is necessary in some occasions. This paper is an attempt to study the waterhammer phenomenon in a pumping station and solve the governing equations with the use of characteristics method. In order to compare the effects of different methods on controlling the pressure due to waterhammer, the mentioned pumping station considering the presence of flywheel, surge tank, air chamber and a combination of air chamber and surge tank has been investigated. The result indicates that use of air chamber is the best instrument among the mentioned methods, to control the waterhammer destructive pressures.

**Keywords:** Air chamber, Characteristics method, Pumping station, Waterhammer

### مقدمه

می‌توان باز یا بسته نمودن سریع شیرآلات، راه اندازی یا از کار افتادن پمپ‌ها و توربین‌ها، پر کردن خطوط خالی و تغییر قطر لوله در طول مسیر را نام برد. مطالعه این پدیده به دلیل اهمیت مسأله از دیر زمان شروع و جنبه‌های نظری آن تحلیل شده است. ماری، کورتوگ، ژوکوفسکی، آلیوی و بالاخره پرمکیان از جمله محققانی بودند که به مطالعه اولیه این پدیده از دیدگاه نظری پرداختند (پرمکیان ۱۹۶۳). پرمکیان (۱۹۶۳) اولین کسی بود که پدیده ضربه قوچ را شناسایی و مورد بررسی قرار داد. او نشان داد وقوع ضربه قوچ ناشی از تغییر

بروز پدیده ضربه قوچ<sup>۱</sup> در طرح‌های آبی موجب تخریب فراوان شده و خسارات زیادی را بر سیستم‌های جریان تحت فشار تحمیل می‌نماید. بدین جهت لازم است در مراحل اولیه طراحی و قبل از اقدام به اجرای طرح، پدیده یاد شده به دقت مورد بررسی قرار گرفته، راه‌حل‌های ممکن ارزیابی و مناسب‌ترین روش برای کنترل اثرات سوء این پدیده منظور شود. در یک خط لوله هر عملی که باعث تغییر سرعت جریان گردد، پتانسیلی برای تولید موج ضربه خواهد بود. از آن جمله

<sup>1</sup> Waterhammer

این وسایل می‌توان به محفظه هوا<sup>۶</sup>، مخزن موج گیر<sup>۷</sup> و شیرهای اطمینان<sup>۸</sup> اشاره نمود.

توما از جمله محققانی بود که در مورد مخازن موج-گیر نظریه‌هایی ارائه کرد و نشان داد که سطح آب در مخازن موج‌گیر تنها در صورتی به تعادل خواهد رسید که سطح مقطع مخزن از یک مقدار کمینه که امروزه به نام سطح توما نامیده می‌شود، بیشتر باشد (چادری ۱۹۸۷). مارتین (۱۹۹۲) نقش ابزارهای جلوگیری از پدیده ضربه قوچ را به‌طور تجربی مورد آزمایش قرار داد. نبی و همکاران (۲۰۱۱) کنترل جریان‌های میرا با استفاده از مخازن موج‌گیر را بررسی نمود. ابوضیا و همکاران (۲۰۱۳) تأثیر ابزارهای محافظتی برای کنترل اثرات مخرب ضربه قوچ را مورد مطالعه قرار داد. کاردان و همکاران (۱۳۹۵) به بررسی عملکرد مخازن موج‌گیر ساده و تفاضلی در کنترل امواج فشاری ضربه قوچ پرداختند. یکی از مهم‌ترین علل ایجاد ضربه قوچ و بروز فشارهای بسیار بالا و پایین در یک شبکه، وقوع تغییرات سریع در شرایط جریان می‌باشد. کاهش سرعت جریان مایع و امکان استفاده از تجهیزات کنترل‌کننده این پدیده می‌تواند راه‌حل مستقیم در پیشگیری از وقوع پدیده ضربه قوچ محسوب شود. در پژوهش حاضر، به‌منظور کنترل فشارهای ناشی از ضربه قوچ در یک ایستگاه پمپاژ، چهار روش نصب چرخ طیار<sup>۹</sup>، نصب محفظه هوا، استفاده از مخزن موج‌گیر و ترکیبی از محفظه هوا و مخزن موج‌گیر انتخاب شده و مورد بررسی قرار گرفته-اند.

در این راستا با اعمال روش مشخصه، معادلات حاکم بر جریان استخراج شده و با روش تفاضل محدود<sup>۱۰</sup> گسسته شده‌اند. پس از گسسته‌سازی معادلات، شبکه-بندی محیط و حل هم‌زمان معادلات برای کل سیستم با نرم افزار متلب انجام شده است.

ناگهانی در شرایط جریان است که موجب نوسان شدید فشار در سیستم می‌گردد. استریتر و وایلی (۱۹۶۷) استفاده از روش معادلات مشخصه<sup>۱۱</sup> در حل معادلات دیفرانسیل جزئی حاکم بر جریان‌های میرا را ارائه نمودند. در ادامه تولیس و همکاران (۱۹۷۶) نشان دادند در جریان‌های میرا هرگاه فشار موضعی به مقدار فشار بخار کاهش یابد مقداری گاز در مایع آزاد می‌شود که با کاهش فشار، کاویتاسیون در سیستم ایجاد می‌گردد.

شیمادا و اوکاشیما (۱۹۸۴) روش‌های عددی جدیدی را در تحلیل پدیده ضربه قوچ ارائه نمودند. پزینگا (۱۹۹۹) یک مدل دو بعدی بر مبنای هد فشار و نوسان‌های موج فشاری توسعه داد. هدف این مدل محاسبه افت‌های اصطکاکی در خطوط لوله با استفاده از نیم‌رخ سرعت است. لاروک و همکاران (۲۰۰۰) هیدرولیک جریان‌های میرا در سیستم‌های انتقال آب را مورد بررسی و تحلیل قرار دادند. پزینگا (۲۰۰۳) برای تشریح بهتر اتلافات انرژی در طی کاویتاسیون در جریان‌های میرا، نظریه ویسکوزیته ثانویه<sup>۱۲</sup> را ارائه نمود. سیروول (۲۰۰۷) جریان-های میرا در سیستم خطوط انتقال را بررسی نمود. حریری و همکاران (۲۰۰۹) تأثیر ضربه قوچ بر شرایط جریان را مورد مطالعه قرار دادند. بررسی وقوع ضربه قوچ ناشی از تأثیر دریچه در سیستم انتقال، توسط حریری و همکاران (۲۰۱۰) انجام شد. میشارا (۲۰۱۲) با در نظر گرفتن تأثیر اندرکنش سیال و دیواره جامد در سیستم‌های انتقال، پدیده ضربه قوچ را تحلیل نمود. منصوری و همکاران (۲۰۱۴) تحلیل حساسیت را برای پدیده ضربه قوچ در سیستم‌های انتقال انجام دادند.

با توجه به اثرات مخرب پدیده ضربه قوچ، کنترل این پدیده جهت محافظت از سیستم‌های طراحی شده اجتناب-ناپذیر است. انواع متعددی از وسایل کنترل جهت حفاظت خطوط لوله، پمپ‌ها و توربین‌ها ساخته شده است که عملکرد آن‌ها کاهش فشار ضربه قوچ می‌باشد. از جمله

<sup>6</sup> Safety valves

<sup>7</sup> Flywheel

<sup>8</sup> Finite difference

<sup>2</sup> Characteristic equations

<sup>3</sup> Secondary viscosity

<sup>4</sup> Air chamber

<sup>5</sup> Surge tank

## مواد و روش‌ها

## معادلات حاکم بر پدیده

به منظور استخراج معادلات ریاضی که مقدار فشار و سرعت سیال را در هر نقطه از یک خط لوله و در هر زمان تعیین کند از دو اصل اساسی مکانیک سیالات استفاده می‌شود که عبارت از قانون دوم نیوتن و اصل بقا جرم می‌باشد. با اعمال این دو اصل به المان کوچکی از سیال در امتداد خطوط جریان به صورت یک بعدی، دو معادله دیفرانسیل جزئی<sup>۹</sup> غیر خطی به دست خواهد آمد. برای استخراج معادله دینامیکی، ابتدا رابطه اولر نوشته می‌شود (استریتز و لی ۱۹۶۳):

$$-\frac{1}{\gamma} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} - \frac{4\tau_0}{\rho D g} = \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} \quad [1]$$

تنش برشی  $\tau_0$ ، با رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\tau_0 = \frac{1}{8} \rho f V |V| \quad [2]$$

با جاگذاری تنش برشی (رابطه ۲) در رابطه ۱ معادله دینامیکی زیر حاصل می‌شود:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \frac{\partial z}{\partial x} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad [3]$$

سرعت  $V$  و فشار  $P$  هر دو تابعی از زمان ( $t$ ) و فاصله ( $x$ ) می‌باشند. پارامتر  $\partial z / \partial x$  که نشان دهنده شیب لوله است می‌تواند به صورت مشتق کامل نوشته شود چون تابع زمان نمی‌باشد، در نتیجه می‌توان به جای  $\partial z / \partial x$  رابطه ساده  $dz / dx$  را جای‌گزین نمود. اصل بقا جرم برای حجم کنترل معینی از لوله طبق رابطه ۴ به دست می‌آید (استریتز و لی ۱۹۶۳):

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt} + a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad [4]$$

$a$  سرعت موج فشاری در لوله است که طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$a = \sqrt{\frac{k}{\rho} \cdot \frac{1}{1 + \frac{k}{E} \cdot \frac{D}{e}}} \quad [5]$$

$k$ : مدول حجمی آب،  $E$ : مدول ارتجاعی لوله و  $e$ : ضخامت جدار لوله می‌باشد. در معادلات فوق، دو متغیر  $x$  و  $t$  متغیرهای مستقل و متغیرهای  $V$  و  $P$  متغیرهای وابسته می‌باشند. سایر پارامترهای  $D$ ،  $A$  و  $\rho$  مشخصات مجرای عبوری سیال و مشخصه خود سیال هستند که وابسته به زمان نبوده ولی ممکن است تابعی از  $x$  باشند.

معادلات غیر خطی فوق از نوع معادلات هذلولی می‌باشند که حل این معادلات به صورت صریح غیر ممکن است لذا با خطی نمودن جملات غیر خطی، می‌توان با استفاده از روش‌های ترسیمی و تحلیلی، جواب‌های تقریبی برای این معادلات به دست آورد. برای حل این معادلات دو روش تفاضل محدود و روش مشخصه پیشنهاد شده است. در روش مشخصه، ابتدا معادلات دیفرانسیل جزئی به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل شده و این معادلات به روش تفاضل محدود حل می‌گردند. با توجه به دقت بالای روش مشخصه، منظور نمودن افت انرژی و اعمال شرایط مرزی مناسب در شبکه‌های پیچیده انتقال آب، این روش برای سیستم‌های دارای شرایط پیچیده مناسب‌تر می‌باشد (استریتز و وایلی ۱۹۶۷). لذا در مطالعه حاضر روش مشخصه برای حل معادلات مورد استفاده قرار گرفته است. اساس راه حل مشخصه بر این اصل استوار است که معادلات ۳ و ۴ به صورت خطی با هم ترکیب شوند. جهت این امر از ضریب  $\lambda$  که یک فاکتور خطی است استفاده می‌شود:

[۶]

$$\lambda \left( \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \frac{dz}{dx} + \frac{f}{2D} V |V| \right) + \left( \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt} + a^2 \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0$$

با لحاظ کردن خصوصیات روش مشخصه می‌توان معادله فوق را در امتداد خطوط مشخصه مثبت ( $C^+$ ) و منفی ( $C^-$ ) به صورت زیر بیان داشت:

[۷]

<sup>9</sup> Partial differential equation

در معادلات فوق،  $\sin \theta = dz/dx$  مثبت است اگر در پایین دست، شیب لوله به طرف بالا باشد. با استفاده از معادلات ۱۱ و ۱۲ و با توجه به شرایط مرزی می‌توان  $V$  و  $H$  را برای تمام نقاط در طول خط لوله و برای هر زمان  $t = \Delta t$  به دست آورد. بدین ترتیب می‌توان مقادیر سرعت و فشار را در سرتاسر خط لوله و برای هر زمان دلخواه محاسبه نمود. برای حل هم‌زمان معادلات در کل سیستم، کدنویسی در نرم افزار متلب انجام شده است.

### ایستگاه مورد مطالعه

ایستگاه پمپاژ مورد نظر در شهر مشهد قرار دارد. پهنه  $I$  در ارتفاعات جنوبی مشهد بوده و منطقه‌ای تقریباً کوهستانی است. به دلیل وجود ارتفاعات، در حال حاضر بسیاری از قسمت‌ها در این پهنه خالی از سکنه بوده و در آینده نیز مناطق مسکونی با تراکم کم را شامل خواهد شد. این پهنه نیاز به مخزنی به حجم ۱۰۰۰ متر مکعب دارد. کد ارتفاعی کف مخزن ۱۲۱۴ و بالاترین سطح آب در آن ۱۲۲۵ پیش‌بینی شده است. تأمین آب مورد نیاز منطقه  $I$  از مخزن سرویس ناحیه  $E$  در نظر گرفته شده است. پهنه  $E$  در منطقه‌ای واقع شده که تنوع کدهای ارتفاعی و توپوگرافی آن تقریباً گسترده است. حجم مخزن متعادل کننده این پهنه ۱۰۰۰۰ متر مکعب می‌باشد که در کد ارتفاعی ۱۱۱۸ پیش بینی شده و کد پایین‌ترین سطح آب در این مخزن ۱۱۱۸/۴۵ متر می‌باشد. اختلاف ارتفاع مبدا و مقصد نشان‌دهنده ضرورت بهره‌گیری از سیستم پمپاژ جهت انتقال آب در این طرح می‌باشد. سیستم پمپاژ در میان مدت (تأمین دبی بر اساس رشد جمعیت تا سال ۱۳۹۸) دبی ۳۱۰ لیتر بر ثانیه و در دراز مدت (تأمین دبی بر اساس رشد جمعیت تا سال ۱۴۱۳) حدود ۶۰۰ لیتر بر ثانیه را انتقال خواهد داد. برای تعیین نوع لوله، لوله‌های چدنی داکتیل، آزیست سیمان و فایبر گلاس مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. بر اساس مطالعات هیدرولیکی و با توجه به مشخصات فنی انواع لوله‌ها لوله چدنی داکتیل بر حسب شرایط هیدرولیکی خط لوله در قسمت‌های مختلف آن، انتخاب گردیده است.

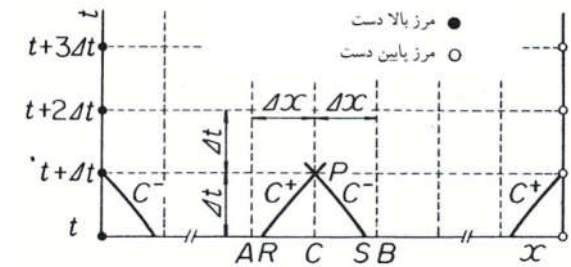
$$C^+ : \frac{dV}{dt} + \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} - \frac{g}{a} V \frac{dz}{dx} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 : \frac{dx}{dt} = V + a \quad [8]$$

$$C^- : \frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{a} V \frac{dz}{dx} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 : \frac{dx}{dt} = V - a$$

برای حل معادلات ۷ و ۸ استفاده از برخی از روش‌های تفاضل محدود پیشنهاد شده است (رنجکش ۱۳۷۴). با توجه به اینکه در کاربردهای عملی فواصل زمانی که در حل این معادلات به کار برده می‌شود معمولاً کوچک هستند، روش مرتبه اول که به وسیله استریتز و وایلی (۱۹۶۷) پیشنهاد شده است از دقت کافی برخوردار می‌باشد که در اینجا مورد استفاده قرار خواهد گرفت. با توجه به شکل ۱، معادلات ۹ و ۱۰ به دست می‌آیند:

$$\frac{V_P - V_R}{\Delta t} + \frac{g}{a} \frac{H_P - H_R}{\Delta t} - \frac{g}{a} V_R \frac{dz}{dx} + \frac{f}{2D} V_R |V_R| = 0 \quad [10]$$

$$\frac{V_P - V_S}{\Delta t} - \frac{g}{a} \frac{H_P - H_S}{\Delta t} + \frac{g}{a} V_S \frac{dz}{dx} + \frac{f}{2D} V_S |V_S| = 0$$



شکل ۱- نمایش خطوط مشخصه در صفحه  $x-t$ .

چنانچه معادلات ۹ و ۱۰ برای مقادیر  $V_P$  و  $H_P$  حل گردند، خواهیم داشت:

$$V_P = \frac{1}{V} [(V_R + V_S)] + \frac{g}{a} (H_R - H_S) + \frac{g}{a} \Delta t (V_R - V_S) \sin \theta - \frac{f \Delta t}{2D} (V_R |V_R| + V_S |V_S|) \quad [11]$$

$$H_P = \frac{1}{V} [(H_R + H_S)] + \frac{g}{a} (V_R - V_S) + \Delta t (V_R + V_S) \sin \theta - \frac{a f \Delta t}{g 2D} (V_R |V_R| - V_S |V_S|) \quad [12]$$

جدول ۱- اطلاعات اولیه ایستگاه پمپاژ (بی نام ۱۳۸۴).

شرح	میان مدت	دراز مدت
رقوم ابتدا ( $m$ )	۱۱۱۷/۴۵	۱۱۱۷/۴۵
رقوم سطح آب در مخزن بالادست ( $m$ )	۱۱۱۸/۴۵	۱۱۱۸/۴۵
رقوم بیشینه سطح آب در مخزن پایین دست ( $m$ )	۱۲۲۵	۱۲۲۵
قطر خط انتقال ( $mm$ )	۴۰۰	۴۰۰ + ۵۰۰
طول خط انتقال ( $m$ )	۱۶۷۰/۸۰	۱۶۷۰/۸۰

جدول ۲- مشخصات خط لوله (بی نام ۱۳۸۴).

مشخصات لوله	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰
طول لوله	۱۱۰/۳۰	۷۱/۱۰	۱۲۲/۵۰	۳۹۸/۴۰	۱۰۵/۸۰	۲۱۰/۵۰	۳۶۶/۷۰	۱۶۵/۸۰	۲۸/۲۰	۹۱/۵۰
کد ابتدا	۱۱۱۱/۰۷	۱۱۰۷/۱۴	۱۱۱۴/۱۱	۱۱۱۸/۶۹	۱۱۳۷/۵۲	۱۱۴۰/۹۹	۱۱۵۴/۹۹	۱۱۸۲/۰۲	۱۱۹۵/۶۵	۱۱۹۸/۸۵
کد انتها	۱۱۰۷/۱۴	۱۱۱۴/۱۱	۱۱۱۸/۶۹	۱۱۳۷/۵۲	۱۱۴۰/۹۹	۱۱۵۴/۹۹	۱۱۸۲/۰۲	۱۱۹۵/۶۵	۱۱۹۸/۸۵	۱۲۲۱

دوران، میزان انرژی مصرفی به ازای دبی پمپاژ ثابت کمتر می شود اما احتمال ایجاد کاویتاسیون در محل پره پمپها افزایش می یابد. میزان دور ارائه شده توسط کارخانه سازنده برای پمپ انتخابی ۱۴۵۰ دور در دقیقه می باشد. سایر مشخصات پمپ در جدول ۳ ارائه شده است (بی نام ۱۳۸۴).

## نتایج و بحث

### ارزیابی نتایج مدل عددی

در شکل ۳ فشارهای بیشینه و کمینه در خط لوله، در میان مدت، بدون در نظر گرفتن وسایل حفاظتی نشان داده شده است. به طوری که ملاحظه می شود بیشینه اختلاف فشار بیشینه (که در ادامه به اختصار فشار بیشینه نامیده خواهد شد) برابر  $\Delta H_{max} = 222/86m$  بوده که بیش از فشار مجاز لوله چدنی ( $16 \times 10/33 = 165/28m$ ) می باشد و بیشینه اختلاف فشار کمینه (به اختصار فشار کمینه نامیده خواهد شد)  $15/31$  متر نیز در خط لوله ایجاد شده است. لذا ایستگاه پمپاژ ذکر شده، در برابر فشارهای ناشی از ضربه ایمن نبوده و نیاز به نصب وسایل حفاظتی دارد.

برای محاسبات هیدرولیکی و تعیین افت انرژی در خط لوله از فرمول داریسی و ایسباخ (رابطه ۱۳) و برای تعیین ضریب  $f$  از فرمول سوامی جین<sup>۱۰</sup> (رابطه ۱۴) استفاده شده است. ارتفاع زبری جدار داخلی لوله چدنی داکتیل برابر ۱ میلی متر منظور گردیده است. اطلاعات اولیه و مشخصات خطوط لوله به ترتیب در جدول های ۱ و ۲ ارائه شده است. شکل ۲ نیز محل جایگذاری لوله ها در منطقه را نشان می دهد.

$$h_f = \frac{fLV^2}{D \ 2g} \quad [13]$$

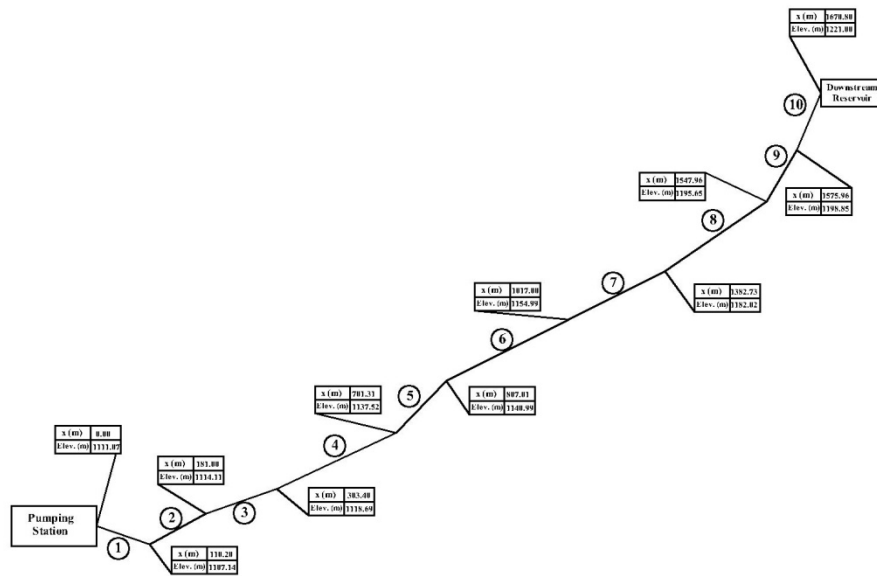
$$f = \frac{0.25}{\log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{1/4}}\right)^2} \quad [14]$$

با توجه به تمایل به استفاده از محصولات تولید شده در داخل کشور، از پمپ های  $WKL/150$  که در بین پمپ های  $WKL$  از بیشترین ظرفیت برخوردار بوده اند، استفاده گردیده است. برای تحلیل هیدرولیکی سیستم، محدوده راندمانی بیش از ۷۰ درصد به عنوان محدوده راندمان مناسب جهت انتخاب پمپ در نظر گرفته شده است. سرعت دوران پمپ نیز با توجه به سرعت های استاندارد در موتورهای الکتریکی تعیین می گردد. با افزایش سرعت

<sup>10</sup> Swamee-Jain

جدول ۳- مشخصات پمپ ایستگاه‌های پمپاژ (بی نام ۱۳۸۴).

مشخصات		شرح
دراز مدت	میان مدت	
۷۶۵	۳۵۲/۷	بیشینه آبدهی لحظه‌ای ( $l s^{-1}$ )
۱۲۳/۸	۱۳۶/۵	ارتفاع پمپاژ ( $m$ )
۱+۶ (آماده به کار اضافی)	۱+۳ (آماده به کار اضافی)	تعداد پمپ‌ها
۱۲۷/۵	۱۱۷/۵	بیشینه آبدهی لحظه‌ای هر پمپ ( $l s^{-1}$ )
۱۴۵۰	۱۴۵۰	سرعت دوران پمپ ( $RPM$ )
۴ طبقه	۴ طبقه	تعداد طبقات
۶	۴/۵	ارتفاع لازم مکش ( $NPSHR$ ) ( $m$ )
هر پمپ ۲۵۰	هر پمپ ۲۵۰	توان موتور الکتریکی ( $KW$ )
هر پمپ ۶/۹۴	هر پمپ ۸	زمان توقف پمپ ( $s$ ) (از محاسبه به دست آمده است)
٪۷۲	٪۷۶	راندمان پمپ



شکل ۲- جایگذاری لوله‌های ۱ تا ۱۰ در منطقه.

در دراز مدت با وجود افزایش دبی کاهش یافته است. علت این امر را می‌توان در استفاده از دو لوله موازی در طرح دراز مدت جستجو کرد.

برای صحت‌سنجی نتایج حاصله از مدل‌سازی عددی، فشارهای بیشینه و کمینه با دو روش محاسباتی برآورد شده و با نتایج حاصله مقایسه شده‌اند. در روش اول با توجه به اینکه زمان توقف مجموعه پمپ‌ها ( $t_C = 3/475$ ) از زمان رفت و برگشت موج ( $t_S = 6/945$ )

شکل ۴ نمایان‌گر فشارهای بیشینه و کمینه در خط لوله، در دراز مدت، بدون نصب ابزار حفاظتی می‌باشد. در این حالت نیز فشار بیشینه  $\Delta H_{max} = 220/24m$  بیش از ظرفیت تحمل لوله چدنی است. بیشینه فشار قابل تحمل لوله  $P_a$  از رابطه  $P_a = 2t \delta_a / D$  قابل محاسبه است.  $t$  ضخامت جدار لوله،  $\delta_a$  مقاومت مجاز جدار لوله و  $D$  قطر لوله می‌باشد. مقایسه شکل‌های ۳ و ۴ نشان می‌دهد که فشار بیشینه (۲۲۰/۲۴ متر) و فشار کمینه (۱۱- متر)،

در دراز مدت:

$$\Delta H = \frac{2L\Delta V}{gt_s} = \frac{2(1670/8)(2/97)}{(9/81)(6/94)} = 116/87m$$

$$\Rightarrow \begin{cases} H_{max} = 106/55 + 116/87 = 223/42m \\ H_{min} = 106/55 - 116/87 = -10/32m \end{cases}$$

۲/۷۸ و ۲/۹۷ متر بر ثانیه به ترتیب در میان مدت و دراز مدت می‌باشد. طول ۱۶۷۰/۸ متر، طول خط لوله انتقال بوده که در جدول ۱ به آن اشاره شده و زمان توقف مجموعه پمپ‌ها ( $t_s$ ) از مشخصات پمپ که توسط شرکت سازنده آن ارائه می‌گردد بدست آمده است.

در روش دوم از نمودار تغییرات کاهش فشار در محل پمپ استفاده می‌شود (آلمیدا و کول ۱۹۹۲). از این نمودار مقادیر  $\rho = 3/19$ ،  $k = 0/25$  برای داده‌های موجود استخراج شده‌اند. لذا بیشینه فشار ایجاد شده توسط ضربه قوچ در پمپ برابر  $106/55 = 106/55m \times 1$  به دست می‌آید. بیشینه فشار ایجاد شده توسط ضربه قوچ در محل شیر با کمینه فشار در محل پمپ برای حالتی که پمپ فاقد شیر یک‌طرفه باشد برابر خواهد بود. در این حالت افزایش فشار معادل  $106/55$  متر می‌باشد. بنابراین بیشینه فشار ایجاد شده از مبنای محور پمپ برابر با  $106/55 + 106/55 = 213/10m$  است. لذا مقدار محاسباتی (۲۲۲/۸۶ و ۲۲۰/۲۴ متر) با مقداری که از روابط موجود به دست آمده (۲۲۳/۴۲، ۲۲۴/۹۲ و ۲۱۳/۱۰ متر) اختلاف اندکی داشته که بر درستی و دقت روش عددی به کاربرده شده صحه می‌گذارد.

#### استفاده از چرخ طیار در کنترل ضربه قوچ

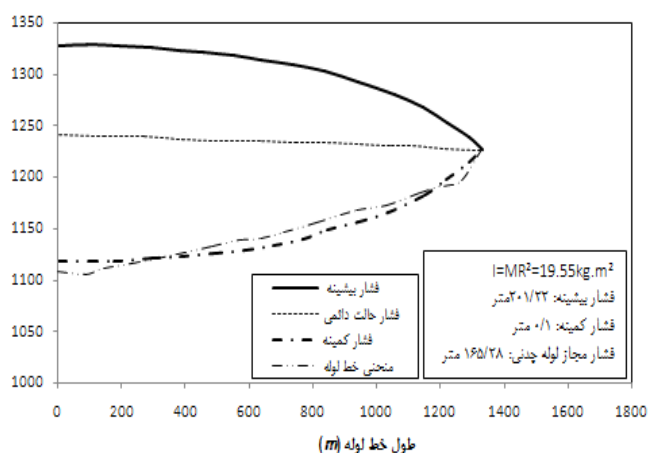
به هنگام توقف ناگهانی پمپ، هر چه انرژی جنبشی قسمت‌های چرخنده موتور و پمپ بیشتر باشد، تغییرات دبی در خط رانش آرام‌تر صورت می‌گیرد. به همین دلیل می‌توان با ازدیاد ممان اینرسی اجزاء چرخنده پمپ، تأثیر ضربه قوچ در خط رانش پمپ را کاهش داد. چرخ طیار برای افزایش این ممان اینرسی به کار برده می‌شود. با

بیشتر است، فشارهای بیشینه و کمینه را می‌توان از رابطه فشار زیر به دست آورد (چادری ۱۹۸۷):

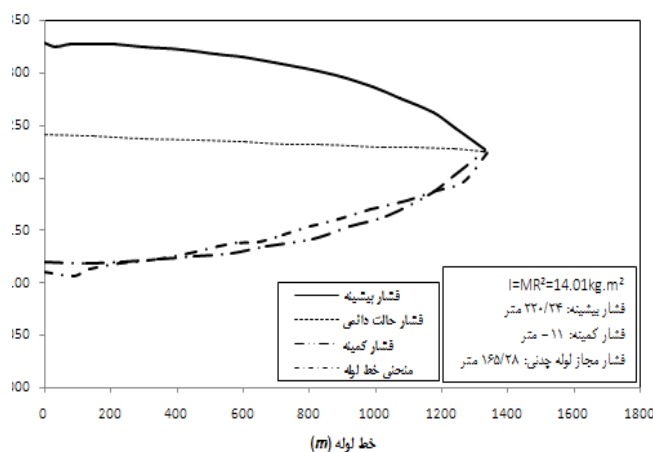
در میان مدت:

$$\Delta H = \frac{2L\Delta V}{gt_s} = \frac{2(1670/8)(2/78)}{(9/81)(8)} = 118/38m$$

$$\Rightarrow \begin{cases} H_{max} = 106/55 + 118/83 = 224/92m \\ H_{min} = 106/55 - 118/83 = -11/82m \end{cases}$$



شکل ۳- فشار بیشینه و کمینه در خط لوله بدون نصب وسایل حفاظتی در میان مدت.



شکل ۴- فشار بیشینه و کمینه در خط لوله بدون نصب وسایل حفاظتی در دراز مدت.

سرعت جریان در لوله، سرعت متوسط جریان در شرایط عادی عملکرد خط لوله است که با خاموش شدن پمپ‌ها، این سرعت به مقدار صفر تقلیل می‌یابد لذا اختلاف سرعت قبل و بعد از تغییر در شرایط جریان ( $\Delta V$ ) برابر



می‌باشد. برای تعدیل فشار کمینه لازم است ممان اینرسی قسمت‌های چرخنده پمپ تا میزان  $19/55 kg m^{-2}$  یعنی  $1/4$  برابر، افزایش یابد. برای کم نمودن فشار بیشینه نیز تا حد فشار مجاز، افزایشی تا میزان  $90 kg m^{-2}$  یعنی  $6/42$  برابر، مورد نیاز است.

استفاده از مخازن موج‌گیر در کنترل ضربه قوچ

مخازن موج‌گیر به صورت یک مخزن ذخیره آب بر روی لوله رانش پمپ نصب می‌گردند. در مواقع افزایش فشار، سیال از خط لوله وارد مخزن شده و در آن ذخیره می‌گردد، بالعکس هنگامی که فشار در خط لوله کاهش می‌یابد سیال از داخل مخزن وارد خط لوله می‌گردد، به این ترتیب از تغییرات سریع سرعت جلوگیری می‌شود. نوسانات سطح آب در مخازن موج‌گیر بسیار حائز اهمیت است. این نوسانات به‌طور معکوس متناسب با سطح مخزن موج‌گیر می‌باشد. اگر سطح تأمین شده خیلی بزرگ باشد، موج‌ها به سرعت از بین می‌روند. از طرف دیگر، اگر سطح مخزن خیلی کوچک باشد، نوسانات ناپایدار می‌شوند که غیر قابل قبول است.

لذا انتخاب مقطع و ارتفاعی که در آن نوسانات طی دوره‌ای کوتاه از زمان پایدار شوند، ضروری است. در شرایط عادی کارکرد خط لوله انتقال، رابطه زیر برای تعیین تراز اولیه آب در مخزن موج‌گیر استفاده می‌گردد (ابوضیا و همکاران ۲۰۱۳):

$$S_0 = V \sqrt{\frac{AL}{A_t g}} \quad [18]$$

که  $V$  سرعت جریان در لوله در شرایط عادی کارکرد،  $A$  سطح مقطع لوله،  $L$  طول خط لوله انتقال،  $A_t$  مساحت مخزن موج‌گیر و  $g$  شتاب ثقل می‌باشد.  $C$  سرعت موج فشاری در لوله است که از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$C = \sqrt{\frac{c'^2}{1 + \frac{DE_v}{\varepsilon E_p}}} \quad , \quad c' = \sqrt{\frac{E_v}{\rho}} \quad [19]$$

افزودن چرخ طیار به پمپ، ممان اینرسی قسمت‌های چرخنده بیشتر شده و در نتیجه زمان توقف پمپ افزایش می‌یابد. در چرخ طیار ممان اینرسی مورد نیاز برای اعمال سرعت دورانی  $n$  ( $r \text{ min}^{-1}$ ) در مدت زمان  $t$  ( $sec$ ) از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$T = \frac{GD^2}{37500} \times \frac{n}{t} [kgf \cdot m^2] \quad [15]$$

که  $GD^2$  اثر چرخ طیار نامیده می‌شود. اگر صفحه خارجی چرخ طیار به صورت یک دیسک به قطر  $D$  در نظر گرفته شود،  $GD^2$  از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$GD^2 = \frac{1}{2} WD^2 [kgf \cdot m^2] \quad [16]$$

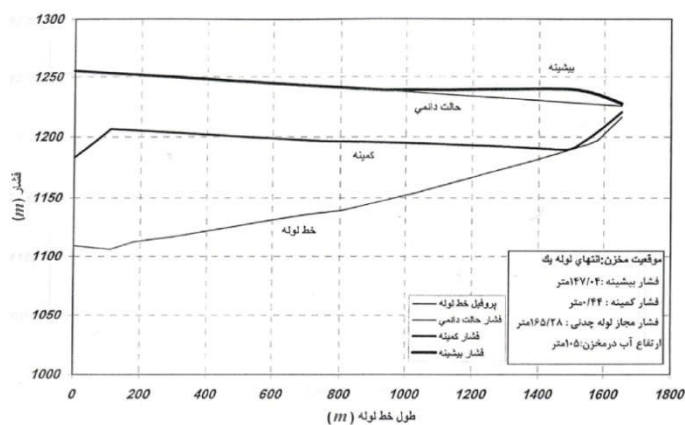
که  $W$  وزن چرخ طیار بر حسب  $kgf$  و  $D$  قطر خارجی آن بر حسب  $m$  است. با اعمال ممان اینرسی  $T$  از طرف چرخ طیار، انرژی جنبشی به اندازه  $k$  در اجزا چرخنده پمپ افزایش می‌یابد:

$$k = \frac{3}{2} \frac{T}{W_{tot}} k_1 \quad [17]$$

که  $k$  افزایش انرژی جنبشی ناشی از اثر چرخ طیار و  $W_{tot}$  وزن کل چرخ طیار و میله چرخنده متصل به پمپ است.  $k_1$  نیز ضریبی است که به مشخصات چرخ طیار بستگی داشته و مقدار آن از  $0/3$  تا  $2/5$  متغیر است. شکل‌های ۵ و ۶ اثر چرخ طیار بر فشارهای بیشینه و کمینه را نشان می‌دهند.

به هنگام استفاده از چرخ طیار، با افزایش ممان اینرسی اجزاء چرخنده پمپ به  $19/55 kg m^{-2}$ ، با وجود کاهش فشار به اندازه  $21/64$  متر، فشار بیشینه همچنان بیشتر از مقدار فشار مجاز لوله ( $165/28 kg m^{-2}$ ) می‌باشد. با افزایش ممان اینرسی به مقدار  $90/00 kg m^{-2}$ ، میزان کاهش فشار زیاد بوده ( $56/12$  متر) و فشار بیشینه تا نزدیک مقدار فشار مجاز کاهش یافته است. فشار کمینه نیز در دراز مدت به مقدار مثبت  $4$  متر افزایش یافته است. لذا با حذف فشار منفی در سیستم، احتمال وقوع کاویتاسیون از بین می‌رود. ممان اینرسی اولیه اجزاء چرخنده پمپ بدون نصب تجهیزات حفاظتی برابر

ضریب اطمینان طراحی در نظر گرفته می‌شود. در پژوهش حاضر برای تعیین ابعاد مخزن از روابط تحلیلی موجود در پژوهش نبی و همکاران (۲۰۱۱) استفاده شده است. در این حالت قطر مخزن ۲ متر محاسبه شده و تراز آب در داخل مخزن بر حسب موقعیت قرارگیری آن تعیین شده است. در نهایت موقعیت بهینه مخزن پس از تحلیل نتایج عددی انتخاب شده است. شکل‌های ۷، ۸ اثر مخزن موج‌گیر بر مقدار فشارهای بیشینه و کمینه را نشان می‌دهند.



شکل ۶- اثر چرخ طیار با افزایش ممان اینرسی به مقدار  $90/00 kg m^{-2}$  بر فشارهای بیشینه و کمینه.

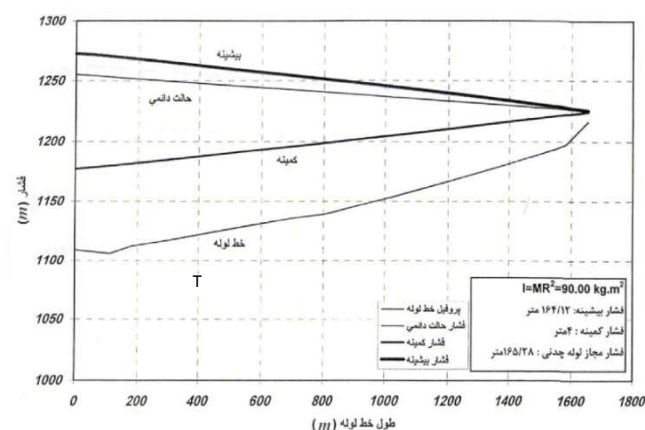
نداشته باشد. تراز آب در مخزن برای چهار حالت فوق متفاوت است.

در حالت قرارگیری مخزن در انتهای خط لوله ۱، تراز آب در مخزن برابر ۱۰۵ متر، در انتهای خط لوله ۲، برابر ۹۷ متر، در انتهای خط لوله ۳ برابر ۹۰/۲ متر و در انتهای خط لوله ۶ برابر با ۴۶ متر می‌باشد. لذا بهترین حالت قرارگیری مخزن انتهای خط لوله ۶ می‌باشد. در این حالت ارتفاع طراحی مخزن نیز کم بوده و طرح دارای توجیه اقتصادی خواهد بود.

که  $E_v$  مدول الاستیک لوله،  $E_p$  مدول بالک لوله و  $\varepsilon$  ضخامت جدار لوله می‌باشد. تغییرات فشار در خط لوله در اثر ایجاد تغییر ناگهانی در شرایط جریان با رابطه زیر به دست می‌آید:

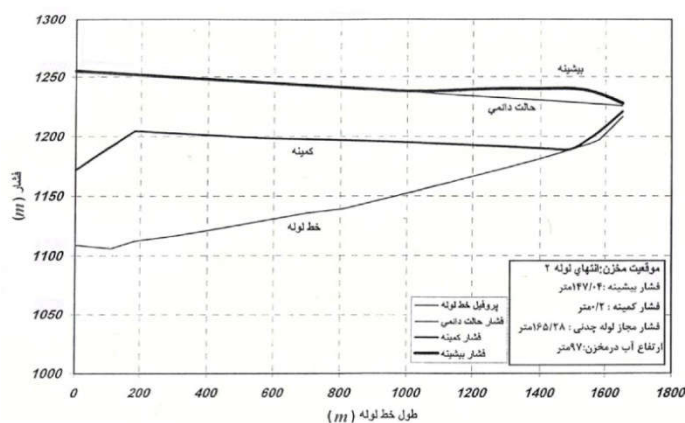
$$\Delta P = P_0 \left( \frac{N}{2} + \sqrt{\frac{N^2}{4} + N} \right) \quad [20]$$

در نهایت افزایش ارتفاع معادل با افزایش فشار  $\Delta P$  در خط لوله به صورت زیر محاسبه می‌شود که برابر با  $H = \Delta P / \gamma$  است. لذا تراز نهایی مخزن باید بالاتر از تراز  $H$  قرار گیرد. به عبارتی  $S_1 = H + \phi$  که  $\phi$  بر حسب

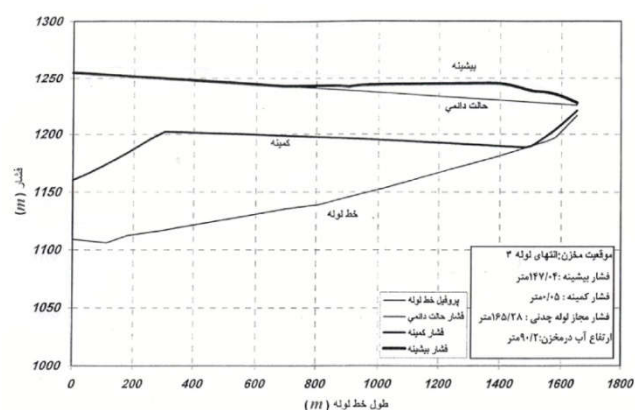


شکل ۵- اثر چرخ طیار با افزایش ممان اینرسی به مقدار  $19/55 kg m^{-2}$  بر فشارهای بیشینه و کمینه.

موقعیت مخزن به ترتیب در انتهای لوله ۳ و ۶ می‌باشد تا تأثیر محل قرارگیری آن بر تراز آب داخل مخزن بررسی شود. در تمامی حالات قرارگیری مخزن در خط لوله، فشار بیشینه کمتر از فشار مجاز می‌باشد و لوله‌های چدنی مشکلی در تحمل این فشار نخواهند داشت. مقدار فشار کمینه برای حالات قرارگیری مخزن در انتهای لوله‌های ۱، ۲ و ۳ افزایش یافته و به مقدار صفر نزدیک می‌شود. در حالت قرارگیری مخزن در انتهای لوله ۶، فشار کمینه به مقدار مثبت ۱/۵۶ متر افزایش یافته است تا احتمال وقوع کاویتاسیون در سیستم خط لوله وجود



شکل ۸- اثر مخزن موج‌گیر بر فشارهای بیشینه و کمینه در حالت قرار گیری مخزن در انتهای لوله ۶.



شکل ۷- اثر مخزن موج‌گیر بر فشارهای بیشینه و کمینه در حالت قرار گیری مخزن در انتهای لوله ۳.

محفظه، طبق روابط ارائه شده در پژوهش نبی و همکاران (۲۰۱۱)، حجم هوا ۱ متر مکعب و حجم آب  $2/02$  متر مکعب به دست آمده است.

استفاده توأم مخزن موج‌گیر و محفظه هوا در کنترل ضربه قوچ

با توجه با تأثیر مثبت مخازن موج‌گیر و محفظه هوا در کاهش فشارهای مخرب، در شکل ۹ خط لوله با در نظر گرفتن محفظه هوا به حجم  $0/8$  متر مکعب و مخزن موج‌گیر به قطر ۲ متر به طور هم‌زمان مورد بررسی قرار گرفته‌اند. از بررسی‌های قبل، موقعیت بهینه مخزن موج‌گیر انتهای لوله ۶ می‌باشد. در این شرایط، فشار بیشینه به اندازه  $15/26$  متر کاهش یافته است لیکن مقدار آن همچنان بیش از فشار مجاز لوله می‌باشد بنابراین حجم محفظه هوا به  $2/62$  متر مکعب افزایش داده شده و محاسبات تکرار گردیده است. شکل ۱۰ تغییرات فشار در خط لوله را در حالت استفاده توأم از محفظه هوا به حجم  $2/62$  متر مکعب و مخزن موج‌گیر نمایش می‌دهد. با افزایش حجم محفظه هوا به  $2/62$  متر مکعب، فشار بیشینه به اندازه ۵۸ متر کاهش نشان داده و به مقدار  $164/36$  رسیده است که کمتر از فشار مجاز لوله می‌باشد.

افزودن یک مخزن موج‌گیر به ارتفاع ۴۵ متر (ارتفاع آب داخل مخزن ۴۵ متر می‌باشد) به منظور کنترل فشار کمینه

استفاده از محفظه هوا در کنترل ضربه قوچ

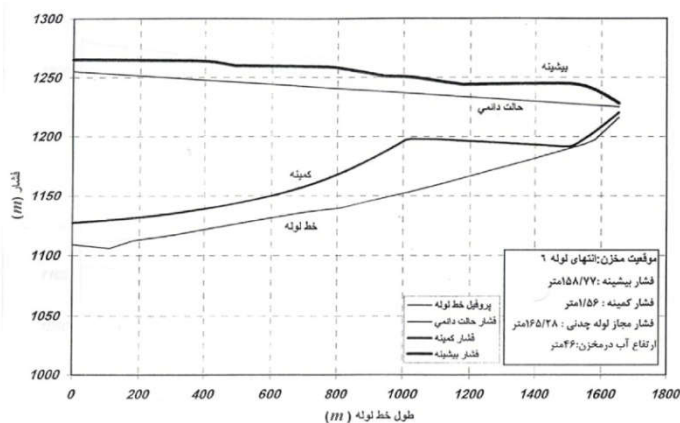
محفظه هوایی عبارت از مخزن سر بسته تحت فشار مجهز به یک دستگاه کمپرسور است که بخش بالایی آن حاوی هوای فشرده بوده و به وسیله یک پرده دیافراگم کاملاً ارتجاعی از بخش پایینی آن که محتوی آب است جدا می‌شود. برای تعیین حجم محفظه هوایی مورد نیاز از دیافراگم‌های بدون بعد استفاده می‌شود. این دیافراگم‌ها بر حسب فشار بیشینه، کمینه و پارامتر لوله ارائه شده‌اند. برای کاهش فشار بیشینه در سیستم، حجم محفظه هوایی در حدود ۳ متر مکعب و برای کنترل فشار کمینه، این حجم برابر  $1/26$  متر مکعب محاسبه شده است. در استفاده از محفظه هوا به حجم  $1/26$  متر مکعب، فشار بیشینه به مقدار  $219/1$  متر کاهش یافته است. در مقایسه با فشار بیشینه  $222/86$ ، کاهش فشار بیشینه قابل توجه نمی‌باشد. به هنگام استفاده از محفظه هوای به حجم  $3/02$  متر مکعب، فشار بیشینه به  $163$  متر کاهش یافته است که کمتر از مقدار فشار مجاز لوله چدنی می‌باشد. در هر دو حالت، فشار کمینه برابر ۴ متر است. بنابراین حجم محفظه هوایی مورد نیاز برای کنترل فشار بیشینه،  $3/01$  متر مکعب می‌باشد که نسبت به حجم محفظه هوایی مورد نیاز در کنترل فشار کمینه ( $1/26$  متر مکعب) نزدیک به  $2/5$  برابر شده است. مشخصات محفظه هوا به حجم  $3/02$  متر مکعب در جدول ۴ ارائه شده است. برای این

به تنهایی استفاده شده باشد، ۳۶/۵ درصد کاهش حجم محفظه را نشان می‌دهد.

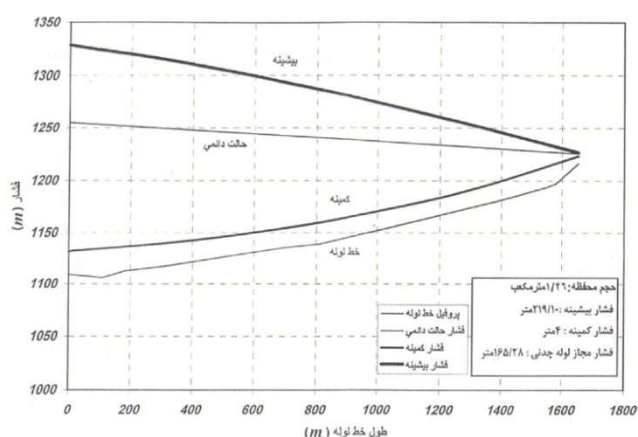
باعث کاهش حجم محفظه هوایی تا میزان ۰/۸ متر مکعب گردیده است که این عدد، نسبت به حالتی که محفظه هوا

جدول ۴- مشخصات محفظه هوا به حجم ۳/۰۲ متر مکعب.

حجم محفظه	حجم آب	حجم هوا	قطر محفظه	ارتفاع محفظه	ارتفاع آب	ارتفاع هوا
$3/02 m^3$	$2/02 m^3$	$1 m^3$	$1/5 m$	$1/8 m$	$1/2 m$	$0/6 m$



شکل ۱۰- اثر توام مخزن موج‌گیر و محفظه هوا (به حجم ۲/۶۲ متر مکعب) بر فشارهای بیشینه و کمینه.



شکل ۹- اثر توام مخزن موج‌گیر و محفظه هوا (به حجم ۰/۸ متر مکعب) بر فشارهای بیشینه و کمینه.

جدول ۵- تأثیر روش‌های مختلف بر کاهش فشارهای بیشینه و کمینه.

روش	بدون حفاظت	چرخ طیار	مخزن موج‌گیر	محفظه هوا	ترکیب مخزن موج‌گیر و محفظه هوا
فشار مجاز (m)	۱۶۵/۲۸	۱۶۵/۲۸	۱۶۵/۲۸	۱۶۵/۲۸	۱۶۵/۲۸
بیشینه فشار	۲۲۲/۸۶	۱۶۶/۷۴	۱۵۸/۷۷	۱۶۳	۱۶۴/۳۶
کمینه فشار	-۱۵/۳۱	+۴	+۱/۵۶	+۴	+۴

و محفظه هوا به لحاظ کاهش بیشتر فشار بیشینه مناسب- تر می‌باشند که انتخاب یکی از این دو ابزار تنها به لحاظ اقتصادی میسر خواهد بود.

### نتیجه‌گیری کلی

در پژوهش حاضر اثر نصب وسایل حفاظتی مختلف در کنترل فشارهای بیشینه و کمینه ناشی از وقوع پدیده ضربه قوچ مورد بررسی قرار گرفت. در این راستا یک ایستگاه پمپاژ در جنوب شهر مشهد به‌عنوان مورد مطالعاتی انتخاب گردیده و فشار خط انتقال این ایستگاه در میان مدت و دراز مدت مطالعه گردید. بررسی‌ها نشان

در صورتی که افزودن یک مخزن موج‌گیر به ارتفاع ۵۰ متر، به‌منظور کنترل فشار بیشینه، باعث کاهش حجم مخزن تا میزان ۲/۶۲ متر مکعب گردیده است و بیان کننده ۱۵ درصد کاهش حجم نسبت به حالتی است که محفظه هوایی به تنهایی استفاده شده باشد. جدول ۵ مجموع نتایج حاصله از کاربرد روش‌های مختلف در کاهش فشارهای بیشینه و کمینه را نشان می‌دهد.

همان‌طور که در جدول فوق مشهود است هر چهار روش توانسته‌اند فشارهای بیشینه و کمینه را تا مقدار فشار قابل تحمل لوله تقلیل دهند، لیکن دو ابزار مخزن موج‌گیر

روش اقتصادی در ایستگاه‌های پمپاژ فشار قوی مورد توجه قرار گیرد؛ (۳) ارتفاع زیاد آب در مخازن موج‌گیر به‌خوبی نشان دهنده عدم کارایی این مخزن در ایستگاه-های پمپاژ می‌باشد؛ (۴) حجم کم محفظه هوا (در مقایسه با حجم زیاد مخزن موج‌گیر) بیان‌گر آن است که محفظه هوایی به‌عنوان یک ابزار مؤثر و مناسب برای کنترل فشارهای بیشینه و کمینه در ایستگاه‌های پمپاژ می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد (حجم محفظه هوا ۳ متر مکعب برآورد گردیده است)؛ (۵) ترکیب مخزن موج‌گیر و محفظه هوایی به‌منظور کنترل فشارهای کمینه تأثیر چشمگیری در کاهش حجم محفظه هوایی نسبت به کنترل فشارهای بیشینه دارد؛ (۶) نتایج این مطالعه نشان می‌دهد کاربرد محفظه هوایی به‌عنوان بهترین وسیله کنترل فشارهای ناشی از ضربه قوچ قابل توصیه می‌باشد.

داد فشار بیشینه ایجاد شده بیش از مقدار فشار مجاز لوله چدنی بوده و استفاده از وسایل کنترل ضربه قوچ جهت کنترل این فشار اجتناب ناپذیر می‌باشد. لذا سه وسیله چرخ طیار، مخزن موج‌گیر و محفظه هوایی انتخاب شده و با استفاده از روش مشخصه در حل معادلات، تغییرات فشار بیشینه و کمینه در طول خط لوله برآورد گردید.

نتایج به‌دست آمده نشان داد: (۱) استفاده از لوله-های موازی (انشعابی) می‌تواند به‌عنوان راهکاری برای تعدیل فشارهای ناشی از ضربه قوچ مورد توجه قرار گیرد؛ (۲) با توجه به اینکه رسیدن به ممان اینرسی‌های زیاد به راحتی میسر نیست و با توجه به اینکه نصب چرخ طیار مصرف برق بالایی را در زمان راه‌اندازی پمپ مطالبه می‌کند، در نتیجه استفاده از چرخ طیار به‌منظور کنترل فشارهای بیشینه و کمینه نمی‌تواند به‌عنوان یک

#### منابع مورد استفاده

- رنجکش ه، ۱۳۷۴. چگونگی انتخاب سیستم کنترل کننده موج فشاری در خطوط پمپاژ آب. مجله آب و محیط زیست، شماره‌های ۱۲ و ۱۳، صفحه‌های ۱۵ تا ۲۰.
- بی نام، ۱۳۸۴. دستورالعمل طراحی ایستگاه پمپاژ، سازمان آب منطقه‌ای خراسان رضوی.
- کاردان ن، حسن‌زاده ی، خیری ح، ۱۳۹۵. بررسی عملکرد مخازن موج‌گیر ساده و تفاضلی در کنترل امواج فشاری ضربه قوچ، نشریه مهندسی عمران شریف (زیر چاپ).
- Abuiziah I, Oulhaj A, Sebari k and Ouazar D, 2013. Sizing the protection devices to control waterhammer damage. *International Journal of Civil, Structural, Construction and Architectural Engineering* 7(11): 558-563.
- Hariri Asli k, Nagiyev FB, Haghi AK and Aliyev SA, 2009. Waterhammer and fluid condition. Pp. 26-31. 1st Festival on Water and WasteWater Research and Technology, 12-17 Dec, Tehran, Iran.
- Hariri Asli k, Nagiyev FB and hagh AK, 2010. Modeling for waterhammer due to valves, from theory to practice. Pp. 229-236. In: Hariri Asli k, Nagiyev FB and hagh AK (eds). *Computational Methods in Applied Science and Engineering*, Nova Science Publication.
- Larock BE, Jeppson RW and Watters GZ, 2000. *Hydraulics of Pipeline Systems*. Crc Press, New York, 552 p.
- Mansuri B, Salmasi F and Oghati B, 2014. Sensitivity analysis for waterhammer problem in pipelines. *Iranica Journal of Energy & Environment* 5(2): 124-131.
- Martin CS, 1992. Experience with surge protection devices. Pp. 171-178. BHR Group International Conference on Pipeline, 24-26 March, Manchester, England.
- Mishara S, 2012. Analysis for waterhammer considering the effect of fluid structure interaction in straight pipes. B.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, Rourkela.
- Nabi G, Habib-ur-Rehman Kashif M and Tareq M, 2011. Hydraulic transient analysis of surge tanks: case study of Satpara and GolenGol Hydropower projects in Pakistan. *Pakistan Journal of Engineering and Applied Sciences* 8: 34-48.
- Parmakian J, 1963. *Waterhammer Analysis*. Pp. 161. Dover Publications Inc, New York, USA.
- Pezzinga G, 1999. Quasi-2D model for unsteady flow in pipe networks. *Journal of Hydraulic Engineering* 125(7): 676-685.

- Pezzinga G, 2003. Second viscosity in transient cavitating pipe flows. *Journal of Hydraulic Research* 41(6): 656-665.
- Shimada M and Okushima S, 1984. New numerical model and technique for waterhammer. *Journal of Hydraulic Engineering, ASCE* 110(6): 736-748.
- Sirvole k, 2007. Transiant analysis in pipe networks. M.S thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
- Streeter VL and Lai C, 1963. Waterhammer analysis including fluid friction. *Transactions of the American Society of Civil Engineers* 128: 1491-1524.
- Streeter VL and Wylie EB, 1967. *Hydraulic Transients*. Mc Graw-Hill Book Co, New York, 329 p.
- Tullis JP, Streeter VL and Wylie EB, 1976. Waterhammer Analysis with Air Release. Pp. 35-47. In: *Proceedings of the Second International Conference on Pressure Surges*, BHRA, London, UK.
- Wiggert DC and Sundquist MJ, 1979. The effect of gaseous cavitation on fluid transients. *ASME Journal of Fluid Engineering* 101: 79-86.