

ارزیابی آزمایشگاهی اثر نسبت طول به قطر لوله تغذیه بر عملکرد پمپ ضربه قوچی

رضا فتاحی آلکوهی^۱، بابک لشکرآرا^{۲*} و علیرضا کرامت^۳

۱- دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول

۲- نویسنده مسئول، استادیار گروه مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول Lashkarara@jsu.ac.ir

۳- استادیار گروه مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول

تاریخ پذیرش: ۹۵/۳/۲۳

تاریخ دریافت: ۹۴/۹/۷

چکیده

در این پژوهش به منظور بررسی اثر قطر و طول لوله تغذیه بر منحنی مشخصه پمپ‌های ضربه قوچی از مدل آزمایشگاهی استفاده شده است. برای این منظور پس از ساخت یک دستگاه پمپ ضربه قوچی با قطر داخلی ۵۱ میلی‌متر و ساخت تجهیزات جانبی مربوطه، آزمایش‌ها در شش سناریو با تغییر در نسبت طول به قطر لوله تغذیه (L/D) معادل با مقادیر ۱۰۰، ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰ و ۵۰۰ و ۶۰۰ به اجرا درآمد. در هر سناریو با تغییر در میزان بار ورودی به سیستم پمپاژ و خروجی از آن، نسبت به ارزیابی عملکرد پمپ و ثبت مقادیر دبی پمپاژ (q)، دبی هرزآب (Q) و فرکانس سوپاپ تکانه اقدام گردید. با تحلیل نتایج و ارزیابی پارامترهای وابسته در مقابل پارامترهای مستقل مؤثر بر عملکرد پمپ ضربه قوچی، منحنی‌های مشخصه پمپ شامل تغییرات دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T)، دبی نسبی هرزآب (Q/Q_T) و پارامتر سوپاپ تکانه (nD/v_0) در مقابل نسبت بار فشاری (h/h_m) به ازای هر یک از نسبت‌های طول به قطر لوله تغذیه (L/D) ارائه و رابطه عمومی تعیین راندمان این دسته از پمپ‌ها تعیین گردید. نتایج نشان داد که در صورت افزایش طول لوله تغذیه تا ۴۰۰ برابر قطر آن، پمپ ضربه قوچی ساخته شده قادر است تا با راندمان ۴۸ درصد آب را به ارتفاعی معادل دو برابر بار ورودی سیستم، پمپاژ نماید.

کلید واژه‌ها: پمپ ضربه قوچی، منحنی مشخصه، سوپاپ تکانه، لوله تغذیه، هرزآب.

Experimental Study of Effect of Length to Diameter Ratio of Drive Pipe on The Ram Pump Performance

R. Fatahi-Alkouhi¹, B. Lashkar-Ara^{2*} and A.R. Keramat³

1- M.Sc. Student, Department of Civil Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran.

2* - Corresponding Author, Assistant Professor, Department of Civil Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran.

3- Assistant Professor, Department of Civil Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran.

Received: 28 November 2015

Accepted: 12 June 2016

Abstract

In this study, experimental model was used in order to evaluate the effect of diameter and length of drive pipe on ram pumps characteristic curves. To do so, after developing a ram pump device with inner diameter of 51mm and the construction of ancillary equipment, tests were carried out in six scenarios by changing the ratio of length to diameter of drive pipe in amounts of equal to 100, 200, 300, 400, 500 and 600. In each scenario with a change in supply head of pumping system and delivered of its, the ram pump performance was evaluated and quantities of pumping discharge (q), wasting discharge (Q) and frequency of impulse valve (n) were recorded. By analyzing the results and evaluating the dependent parameters versus effective independent parameters on the ram pump performance, the ram pump characteristic curves including relative pumping discharge (q/Q_T), relative wasting discharge (Q/Q_T) and impulse valve parameter (nD/v_0) versus pressure head ratio (h/h_m) per each of length to diameter ratios of drive pipe (L/D) were presented, and general equation of pump efficiency were determined. The result showed

that along with increasing the length of drive pipe to 400 times of its diameter, the ram pump made is able to pump water to a height equal to twice supply head with efficiency of 48 percent.

Keywords: Ram pump, Characteristic curve, Impulse valve, Drive pipe, Waste water.

باعث رخداد جریان برگشتی در لوله تغذیه خواهد شد. جریان برگشتی به وجود آمده در پمپ باعث ایجاد نیروی مکش و باز شدن مجدد سوپاپ تکانه و تکرار مراحل کاری پمپ ضربه قوچی می شود. تداوم باز و بسته شدن سوپاپ های پمپ سبب بالا رفتن آب به صورت گسسته در لوله دهش خواهد شد. در پمپ ضربه قوچی بخشی از دبی ورودی در مرحله شتاب گیری از سوپاپ تکانه به صورت هرز آب خارج شده و بخشی از آن نیز در مرحله پمپاژ انتقال می یابد. میزان دبی آب خارج شده از سوپاپ تکانه به دلیل موقعیت استقرار این دسته پمپ ها در مجاورت چشمه سارها، به مسیر اصلی خود باز خواهد گشت. شکل (۱) اجزای تشکیل دهنده سیستم یک پمپ ضربه قوچی را نشان می دهد.

تا اواخر قرن نوزدهم تلاش های نظری ناموفقی به منظور تشریح عملکرد پمپ های ضربه قوچی صورت پذیرفت. ژوکوسکی^۴ (۱۹۰۰) در تحقیقات خود با تشریح این دسته پمپ ها بیان کرد که ضربه قوچ اصلی ترین کاربرد در عملکرد پمپ های ضربه قوچی را ایفا می نماید. اوبرایان و گاسلین^۵ (۱۹۳۳) با تحلیل نحوه کارکرد پمپ های ضربه قوچی مراحل کاری این پمپ ها را به چهار بخش تقسیم بندی نمودند و نشان دادند که مرحله پمپاژ زمانی رخ می دهد که سوپاپ تکانه بسته است و پس از ضربه قوچ امواج فشاری در لوله تغذیه انتشار می یابد. مید^۶ (۱۹۳۳) با ارائه یک معادله تحلیلی راندمان پمپ های ضربه قوچی را با در نظر گرفتن مقادیر افت در لوله های تغذیه و لوله دهش به صورت رابطه (۱) ارائه نمود. همچنین رانکین^۷ (۱۸۷۲) و دی اوبیوسن^۸ (۱۸۸۴) راندمان پمپ های ضربه قوچی را به ترتیب با روابط (۲) و (۳) ارائه نمودند:

$$\eta = q(h + f) / (q + Q)(H - f) \quad (1)$$

$$\eta = q(h - H) / (QH) \quad (2)$$

$$\eta = (qh) / (q + Q)H \quad (3)$$

که در این روابط؛ η : راندمان، q : دبی پمپاژ، Q : دبی هرز آب، h : بار آبی پمپاژ، H : بار آبی سقوط و f : ضریب اصطکاک می باشد.

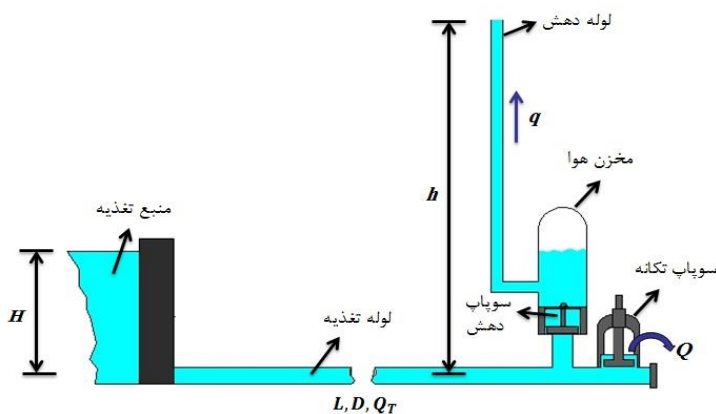
مقدمه

امروزه کمبود سوخت های فسیلی و آلودگی های زیست محیطی ناشی از مصرف آن، یکی از بزرگ ترین معضلات جوامع بشری محسوب می شود. استفاده از انرژی های نو، تأثیر زیست محیطی را کاهش داده و می تواند میراث با ارزشی برای نسل های آینده باشد. ضربه قوچ از جمله پدیده هایی است که با ایجاد موج فشاری در خط لوله ای انتقال می تواند تأثیر مخربی را به همراه داشته باشد. مهار و به کارگیری این انرژی در راستای انتقال آب به مناطق کوهستانی و دوردست، علاوه بر افزایش درآمد روستائیان منجر به کاهش انگیزه مهاجرت به شهرها خواهد شد. پمپ های ضربه قوچی قادرند تا با مدیریت انرژی مخرب ناشی از ضربه قوچ آب را تا ارتفاع قابل توجهی پمپاژ نمایند. پمپ های ضربه قوچی نخستین بار توسط وایت هورست^۱ در سال ۱۷۹۷ به منظور تأمین آب مورد نیاز یک کارخانه آبمیوه سازی ابداع گردید. چندی بعد مونت گولفیر و آرجنت^۲ با جایگزین کردن دو سوپاپ بجای شیر دستی در پمپ وایت هورست، اولین پمپ ضربه قوچی اتوماتیک یا خودکار را ابداع نمودند (به نقل از بیسفیلد و مولر^۳، ۱۹۸۴).

هیدرولیک جریان در پمپ های ضربه قوچی در حالت کلی بدین گونه است که در حالت اولیه سوپاپ تکانه به واسطه نیروی وزن سوپاپ و یا نیروی فنر اعمال شده بر آن در خلاف جهت جریان باز بوده و سوپاپ دهش در حالت بسته قرار دارد. جریان از منبع تأمین کننده که در ارتفاع سقوط قرار دارد، با توجه به اختلاف ارتفاع بین منبع و سوپاپ تکانه، شتاب می گیرد. شتاب گیری جریان تا زمانی ادامه می یابد که نیروی جریان در یک سرعت بحرانی مشخص، بر نیروی باز نگه دارنده سوپاپ تکانه غلبه نموده و سوپاپ تکانه به طور آبی بسته شود. بسته شدن آبی سوپاپ تکانه سبب رخداد پدیده ضربه قوچ می گردد. با ایجاد ضربه قوچ و نیروی فشاری ناشی از آن، سوپاپ دهش باز شده و باعث ورود بخشی از آب به مخزن هوا می گردد. آب وارد شده به مخزن هوا منجر به تراکم هوای درون مخزن هوا خواهد شد، به عبارتی انرژی جنبشی آب به انرژی پتانسیل تبدیل می شود. فشار هوای متراکم شده در درون مخزن به جنبشی منجر به پمپاژ آب از طریق لوله دهش به محل مصرف می گردد. با کاهش انرژی فشاری ناشی از ضربه قوچ، سوپاپ دهش به علت نیروی وزن خود از یک سو و انبساط هوای درون محفظه پشت آن از سوی دیگر، بر نیروی ناشی از انرژی فشاری حاصل از ضربه قوچ غلبه نموده و بسته می شود. بسته شدن سوپاپ دهش

4- Joukowski
5- O'Brien and Gosline
6- Mead
7- Rankine
8- D'Aubuisson

1- Whitehurst
2- Montgolfier and Argant
3- Basfeld and Muller



شکل ۱- اجزای تشکیل دهنده سیستم پمپاژ پمپ‌های ضربه قوچی

$$nLD^2 = 20qh \quad (۶)$$

$$HD^2 = 4.6qh \quad (۷)$$

$$Q = 0.7D^2 \quad (۸)$$

$$L_{\max} = 110HD \quad (۹)$$

ماراتوس^۳ (۲۰۰۲) در تحقیقات خود رابطه‌ای بین میزان دبی پمپاژ با قطر پمپ ضربه قوچی تعیین نمود. در این تحقیق، تغییرات سرعت جریان در لوله تغذیه نسبت به زمان نیز ارائه شده است:

$$q = 2.2339 \times D^{1.6462} \quad (۱۰)$$

که در آن q : دبی پمپاژی و D : قطر لوله تغذیه می‌باشد. فیلیپان و ویراگ^۴ (۲۰۰۳) با استفاده از روش عددی بر پایه روش خطوط مشخصه، نسبت به توصیف عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی اقدام نمودند. آنان مدل عددی خود را با نتایج آزمایشگاهی رینی و بونت^۵ (۱۹۹۰) مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج این تحقیق شامل نمودارهای سرعت-زمان و فشار-زمان در لوله تغذیه می‌باشد.

سورادا و ویراوان^۶ (۲۰۰۸) اثر مخزن هوا را بر عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی مورد بررسی قرار دادند. آنان نشان دادند که پمپ ضربه قوچی بدون مخزن هوا از راندمان کمتر از یک درصد برخوردار بوده و در عین حال پمپ‌های دارای مخزن هوا از راندمانی در حدود ۲۰ درصد برخوردارند.

اینورسین^۱ (۱۹۷۹) در مطالعات خود به اهمیت فاصله بازشدگی سوپاپ تکانه اشاره کرد. وی نشان داد که افزایش فاصله بازشدگی سوپاپ تکانه منجر به افزایش راندمان می‌شود و فرکانس سوپاپ تکانه نیز به صورت نمایی کاهش می‌یابد. اینورسین (۱۹۷۹) خاطر نشان می‌سازد که از اثر حجم مخزن هوا می‌توان صرف نظر نمود. وی با انجام آزمایش‌هایی روی سیستم پمپ ضربه قوچی با لوله‌ای از جنس پی وی سی به نتایج قابل قبولی دست یافت و طراحان را به استفاده از این لوله‌ها در صورت نیاز توصیه نمود.

بیسفیلد و مولر (۱۹۸۴) بر اساس معادله‌های حرکت نیوتن تحلیل تئوری خود را ارائه نمودند. در این تحلیل مراحل کاری این پمپ‌ها به چهار بخش تقسیم شده و در آن افت‌های موضعی منظور شده است. ایشان با بهره‌گیری از مدل فیزیکی پلگسی گلاسی تئوری خود را مورد ارزیابی قرار دادند.

یانگ^۲ (۱۹۹۵) با انجام یک‌سری آزمایش روی پمپ‌های ضربه قوچی، روشی ساده را برای طراحی این دسته پمپ‌ها ارائه داد. نتایج حاصل از تحقیقات وی به صورت روابط (۴) و (۵) ارائه شدند:

$$H = Bqh \quad (۴)$$

$$nL = Aqh \quad (۵)$$

که در این روابط؛ n : تعداد باز و بسته شدن سوپاپ تکانه در دقیقه، L : طول لوله تغذیه، q : دبی پمپاژ و h : بارآبی پمپاژ می‌باشد. A و B ضرایبی هستند که با توجه به نوع پمپ توسط مطالعات آزمایشگاهی تعیین می‌شوند. یانگ (۱۹۹۶) با صرف نظر کردن از جریان برگشتی در شرایط بهینه و تقسیم مراحل کاری به دو مرحله شتاب‌گیری و پمپاژ، مطالعات خود را تکمیل نموده و روابط (۶) الی (۹) را جهت طراحی پمپ‌های ضربه قوچی ارائه نمود:

3- Maratous
4- Filipan and Virag
5- Rennie and Bunt
6- Suarada and Wirawan

1- Inversin
2- Young

پمپ، عامل تعیین کننده طول لوله تغذیه به شمار می‌رود. از طرفی میزان آب مورد تقاضا برای پمپاژ به عنوان یکی از عوامل مؤثر در تعیین قطر لوله تغذیه ایفای نقش می‌نماید. لذا ضرورت بررسی اثر همزمان طول و قطر لوله تغذیه بر منحنی مشخصه پمپ‌های ضربه قوچی محسوس بوده و با توجه به عدم انتشار این موضوع در مطالعات پیشین به عنوان هدف اصلی مطالعه حاضر به‌شمار می‌رود.

روش تحقیق

به‌منظور بررسی اثر طول و قطر لوله تغذیه بر منحنی مشخصه پمپ ضربه قوچی، از یک مدل آزمایشگاهی استفاده گردید. برای این منظور یک دستگاه پمپ با قطر داخلی ۵۱ میلی‌متر طراحی و در آزمایشگاه تحقیقاتی هیدرولیک و مهندسی رودخانه دانشگاه صنعتی جندی شاپور ساخته شد. تجهیزات جانبی سیستم پمپاژ شامل تابلوی کنترل بار فشاری ورودی به پمپ ضربه قوچی و خروجی از آن می‌باشد. با اجرای آزمایش‌ها مطابق با سناریوهای از پیش تعیین شده و ثبت مقادیر آزمایشگاهی شامل دبی پمپاژ، دبی هرزآب و فرکانس سوپاپ تکانه (تعداد باز و بسته شدن سوپاپ در هر دقیقه)، نسبت به تحلیل نتایج و ارائه منحنی مشخصه این دسته از پمپ‌ها اقدام شد. شکل (۲) مدل آزمایشگاهی مورد استفاده در تحقیق حاضر را نشان می‌دهد.

به‌منظور اجرای آزمایش‌ها ابتدا جریان ورودی به سیستم برقرار شده و سپس با باز کردن شیرتنظیم کنترل کننده بارآبی ورودی، ارتفاع ورودی مورد نظر تنظیم می‌گردد. با تنظیم بارآبی پمپاژ متناسب با سناریوی از پیش تدوین شده، آزمایش به اجرا در خواهد آمد. بدین ترتیب سوپاپ تکانه با باز و بسته شدن به‌صورت خودکار و رخداد مراحل کاری متناوب، منجر به پمپاژ بخشی از دبی ورودی و مابقی آن به‌صورت هرزآب از طریق سوپاپ تکانه از سیستم خارج می‌گردد. بدین ترتیب مقادیر دبی پمپاژ، دبی هرزآب و فرکانس سوپاپ تکانه در طی هر آزمایش ثبت گزارش می‌گردد. مدت زمان هر آزمایش ۲۰ دقیقه منظور گردید. در پژوهش حاضر سعی شده است با تغییر در نسبت‌های طول به قطر لوله تغذیه، عملکرد پمپ مورد ارزیابی قرار گیرد. از این‌رو با تدوین عملکرد پمپ به ازای بارآبی پمپاژ دو، سه و چهار متر در مقابل بارآبی ورودی معادل یک و یک و نیم متر مورد ارزیابی قرار گرفت. به‌طور مشابه بررسی عملکرد پمپ در بارآبی پمپاژ سه و چهار متر در ازای بارآبی ورودی معادل دو و دو و نیم متر نیز در دستور کار تحقیق قرار گرفت. جدول (۱) سناریوهای حاکم بر فضای پژوهش را نشان می‌دهد.

فوو و همکاران^۱ (۲۰۱۵) در تحقیقات خود نشان دادند که با اضافه نمودن یک پخش کننده جریان در حد فاصل بین بدنه پمپ و سوپاپ تکانه، امکان افزایش راندمان این دسته از پمپ‌ها وجود دارد. آنان پمپ ضربه قوچی مورد استفاده را نوال نامیده و معتقدند که این پمپ ضمن برخورداری از ساختاری ساده از راندمانی معادل ۵۳ درصد برخوردار است.

فتاحی آلکوهی (۱۳۹۴) به ارزیابی اثر نسبت طول به قطر لوله تغذیه بر عملکرد پمپ ضربه قوچی پرداخت و نشان داد که پمپ ضربه قوچی در نسبت بار آبی پمپاژ به بارآبی سقوط منبع تغذیه h/H بیشتر از ۲ دارای عملکرد بهتری می‌باشد.

فتاحی آلکوهی و لشکرآرا^۲ (۱۳۹۴) با بهره گیری از روش‌های آماری و هوشمند نسبت به تحلیل عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی بر مبنای نتایج مشاهداتی محققین پیش از خود اقدام نمودند. در این تحقیق معادله عملکرد پمپ ضربه قوچی در مقابل بار فشاری (h/h_m) ارائه گردید.

فتاحی آلکوهی و همکاران^۳ (۲۰۱۵) با استفاده از نتایج آزمایشگاهی محققین پیش از خود نسبت به ارائه معادله عمومی تعیین راندمان پمپ‌های ضربه قوچی اقدام نمودند. بررسی نتایج و مقایسه با مدل تحلیلی لسنفورد و دوگان^۴ (۱۹۴۱) نشان داد که معادله پیشنهادی آنان راندمان پمپ‌های ضربه قوچی را با دقت بالاتری پیش بینی می‌نماید.

سپاس و همکاران^۵ (۲۰۱۵) در مطالعات خود با استفاده از مدل تحلیلی، عملکرد پمپ ضربه قوچی را مورد ارزیابی قرار دادند. آنان با ساخت یک پمپ ضربه قوچی از جنس پی وی سی و انجام آزمایش‌هایی، نسبت به ارزیابی مدل تحلیلی خود اقدام نمودند. نتایج این تحقیق منجر به ارائه نمودارهایی برای تعیین مقادیر دبی پمپاژ، توان و راندمان پمپ ضربه قوچی گردید.

این‌هاچوت و همکاران^۶ (۲۰۱۵)، در تحقیق خود به استفاده از سیستم پمپ‌های ضربه قوچی در تأمین آب مورد نیاز برای کشاورزی در شمال تایلند پرداخته‌اند. نتایج تحقیقات آزمایشگاهی آنان نشان داد که استفاده از یک دریچه قوسی شکل برای سوپاپ تکانه، راندمان این دسته از پمپ‌ها را تا ۳۰ درصد افزایش می‌دهد. همچنین نتایج حاصل از مشاهدات میدانی آنان در یک بازه شش هفته‌ای در مناطق شمال تایلند حاکی از آن بود که این دسته از پمپ‌ها قادر به تأمین آب اراضی کشاورزی با راندمان ۴۴ درصد می‌باشند.

برکسی پوشیده نیست که موقعیت نصب پمپ‌های ضربه قوچی در اطراف چشمه سارها و نهرهای کوهستانی، تابع شرایط توپوگرافی و وجود یک سکوی مناسب در مجاورت نهر می‌باشد. لذا موقعیت استقرار

- 1- Fu *et al.*
- 2- Fatahi-Alkouhi and Lashkarara
- 3- Fatahi-Alkouhi *et al.*
- 4- Lansford and Dugan
- 5- Sampath *et al.*
- 6- Inthachot *et al.*



شکل ۲- سیستم آزمایشگاهی استفاده شده در تحقیق

جدول ۱- شرایط سناریوهای تدوین شده

شماره سناریو	طول لوله تغذیه (L) (m)	قطر لوله تغذیه (D) (m)	طول به قطر لوله تغذیه (L/D)
S1	۵/۱۰	۰/۰۵۱	۱۰۰
S2	۱۰/۲۰	۰/۰۵۱	۲۰۰
S3	۱۵/۳۰	۰/۰۵۱	۳۰۰
S4	۱۰/۲۰	۰/۰۲۵۵	۴۰۰
S5	۱۲/۷۵	۰/۰۲۵۵	۵۰۰
S6	۱۵/۳۰	۰/۰۲۵۵	۶۰۰

مدول بالک سیال (K) و لزجت دینامیکی آن (μ)، شتاب ناشی از ثقل و یا گرانش (g)، چگالی مصالح تشکیل دهنده سوپاپ تکانه (ρ_m)، ضریب اصطکاک سیال با جداره لوله (f)، دبی ورودی به پمپ (Q_T) و حداکثر ظرفیت ارتفاع پمپاژ (h_m) که جزو پارامترهای مستقل سیستم پمپ‌های ضربه قوچی به‌شمار می‌روند. از سوی دیگر متغیرهایی نظیر دبی پمپاژی (q)، دبی هرزآب (Q)، فرکانس پمپ (n)، سرعت موج فشاری (C)، حداقل سرعت مورد نیاز برای بسته شدن سوپاپ تکانه (v_0) و راندمان پمپ (η) به‌عنوان متغیرهای وابسته در نظر گرفته خواهند شد. از آنجایی که مدول الاستیسیته لوله و مدول بالک سیال بر سرعت موج فشاری تأثیرگذار می‌باشند و همچنین پارامترهایی نظیر چگالی مواد تشکیل دهنده سوپاپ تکانه (ρ_m) در سرعت مورد نیاز برای بسته شدن سوپاپ تکانه دارای اهمیت می‌باشد، لذا می‌توان از متغیرهای (E)، (K) و (ρ_m) صرف نظر نمود و به‌جای آن متغیرهای (v_0) و (C) را به‌عنوان متغیرهای مستقل در نظر گرفت. از طرفی به‌منظور کاهش متغیرهای مستقل می‌توان از لزجت سینماتیک سیال (ν) به‌جای مقادیر

از دیگر پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد پمپ، می‌توان به افت ناشی از سوپاپ تکانه اشاره کرد. افت در سوپاپ تکانه به دو بخش افت ناشی از نیروی پسای سوپاپ و افت ناشی از اصطکاک صفحه سوپاپ تقسیم بندی می‌شود. ضریب پسای سوپاپ تکانه با استفاده از قاعده نیروی پسا قابل تعیین است و افت اصطکاک صفحه سوپاپ را می‌توان با تعیین اختلاف شیب خط انرژی در دو طرف سوپاپ تکانه در فواصل بازشدگی مختلف دیسک به‌وسیله مانومتر آبی اندازه گیری نمود. لذا تلاش شده است تا معادله‌های تجربی تعیین ضرایب افت سوپاپ تکانه ارائه گردد.

پس از ثبت مقادیر آزمایشگاهی با بهره‌گیری از تحلیل ابعادی و استفاده از تئوری باکینگهام پارامترهای بدون بعد مؤثر بر عملکرد پمپ تعیین شد. با توجه به شکل (۱) و هیدرولیک جریان در این دسته از پمپ‌ها، می‌توان پارامترهای مستقل و وابسته سیستم پمپاژ پمپ‌های ضربه قوچی را به‌شرح زیر ارائه نمود:

بارآبی پمپاژ آب (h)، بارآبی سقوط منبع تغذیه آب سیستم (H)، مشخصات لوله تغذیه شامل مدول الاستیسیته لوله (E)، قطر لوله (D) و طول لوله (L)، مشخصات سیال نظیر چگالی سیال (ρ)،

لزجت دینامیکی (μ) و چگالی سیال (ρ) بهره جست. بدین ترتیب متغیرهای مستقل به یازده متغیر شامل پارامترهای $(Q_T, h_m, h, H, D, L, f, v, g, C, \nu_0)$ و متغیرهای وابسته به چهار متغیر (η, n, q, Q) محدود خواهند شد. بدین ترتیب با انجام تحلیل ابعادی بر روی متغیرهای مؤثر بر سیستم پمپ‌های ضربه قوچی، ارتباط بین این متغیرها را می‌توان به صورت معادله‌های (۱۱) الی (۱۴) نشان داد:

$$\frac{q}{Q_T} = \phi_1\left(\frac{\nu_0 D}{v}, \frac{\sqrt{gH}}{v_0}, \frac{v_0}{C}, \frac{h}{h_m}, \frac{L}{D}, f\right) \quad (11)$$

$$\frac{Q}{Q_T} = \phi_2\left(\frac{\nu_0 D}{v}, \frac{\sqrt{gH}}{v_0}, \frac{v_0}{C}, \frac{h}{h_m}, \frac{L}{D}, f\right) \quad (12)$$

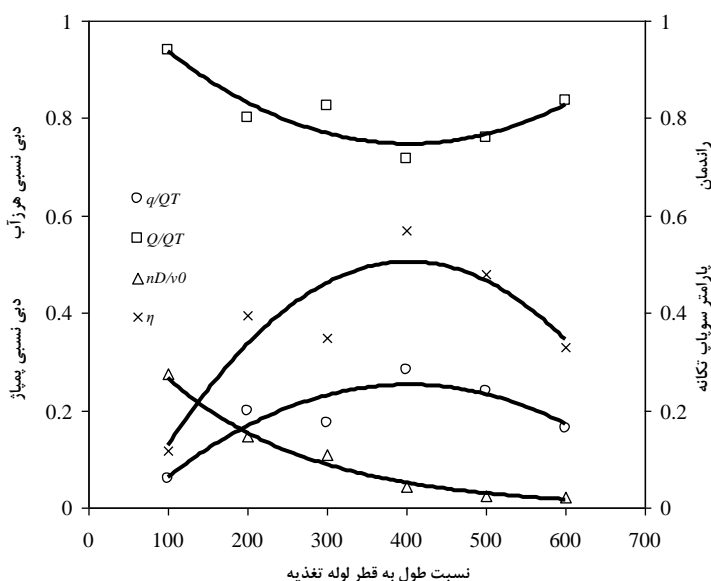
$$\frac{nD}{\nu_0} = \phi_3\left(\frac{\nu_0 D}{v}, \frac{\sqrt{gH}}{v_0}, \frac{v_0}{C}, \frac{h}{h_m}, \frac{L}{D}, f\right) \quad (13)$$

$$\eta = \phi_4\left(\frac{\nu_0 D}{v}, \frac{\sqrt{gH}}{v_0}, \frac{v_0}{C}, \frac{h}{h_m}, \frac{L}{D}, f\right) \quad (14)$$

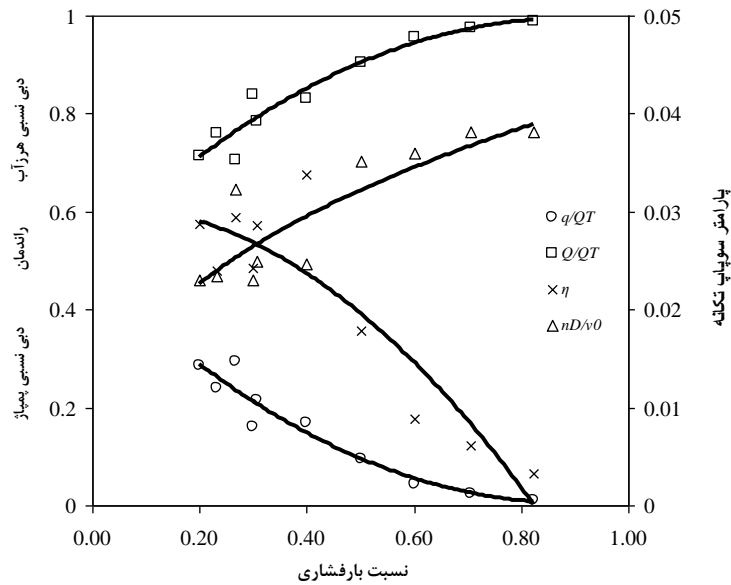
نتایج و بحث

پس از ثبت مشاهدات آزمایشگاهی بر اساس آنچه که در روش تحقیق بیان شد در گام نخست تحلیل حساسیت روابط (۱۱) الی (۱۴) نسبت به عدد رینولدز (Re)، عدد فرود (Fr)، عدد ماخ (Ma)، نسبت بار فشاری (h/h_m)، نسبت طول به قطر لوله تغذیه (L/D) و افت اصطکاک سیال و لوله (f) مورد بررسی قرار گرفت. تحلیل حساسیت اثر اعداد رینولدز و فرود نشان داد که تغییرات این پارامتر تأثیری بر مقادیر دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T)، دبی نسبی هزآب (Q/Q_T) و راندمان پمپ ضربه قوچی (η) ندارد ولی پارامتر سوپاپ تکانه (nD/ν_0) را دچار تغییر می‌نماید. تحلیل حساسیت مشابه پیرامون بررسی اثر عدد ماخ و افت اصطکاک لوله و سیال که خود تابعی از پارامتر رینولدز و زبری نسبی لوله می‌باشد بر روابط (۱۱) الی (۱۴) نشان داد که این دو پارامتر نیز بر عملکرد پمپ بدون تأثیر بوده و می‌توان از اثر آنها بر نتایج چشم پوشی نمود. تحلیل حساسیت نسبت بار فشاری و نسبت طول به قطر لوله تغذیه بر نتایج تحقیق نشان داد که این دو پارامتر نتایج را به شدت تحت تأثیر خود قرار می‌دهند. شکل‌های (۳) و (۴) به ترتیب تحلیل حساسیت اثر پارامترهای (L/D) و (h/h_m) را بر عملکرد پمپ نشان می‌دهند.

در معادله‌های فوق، می‌توان پارامترهای $\nu_0 D/v$ را به عنوان عدد رینولدز (Re) ، \sqrt{gH}/v_0 را عدد فرود (Fr) و همچنین پارامتر ν_0/C را تحت عنوان عدد ماخ (Ma) در نظر گرفت. با توجه به ارتباط بین پارامترهای مستقل و وابسته در معادله‌های (۱۱) الی (۱۴)، ابتدا با انجام بررسی‌های آزمایشگاهی نسبت به تحلیل حساسیت اثر پارامترهای مستقل مؤثر بر عملکرد پمپ اقدام گردید. با ارزیابی عملکرد پمپ در مقابل پارامترهای مؤثر بر عملکرد پمپ



شکل ۳- اثر تغییرات نسبت طول به قطر لوله تغذیه L/D بر عملکرد پمپ ضربه قوچی در $h/H=2$



شکل ۴- اثر تغییرات پارامتر نسبی بار فشاری h/h_m بر عملکرد پمپ ضربه قوچی در $L/D=300$ و $h/H=2$

پمپاژ (h_m) اقدام شده است. مشاهدات آزمایشگاهی نشان داد که پارامترهایی از قبیل بارابی سقوط (H)، ارتفاع نظیر انرژی پتانسیل حاصل از بارابی سقوط و یا به عبارتی سرعت جریان در حالت ماندگار ($\sqrt{2gH/c}$)، نسبت طول به قطر لوله تغذیه (L/D) و همچنین ضریب پسای سوپاپ تکانه (K_d) و به واسطه آن سرعت مورد نیاز برای بستن سوپاپ تکانه (v_0)، نقش به‌سزایی در میزان حداکثر ظرفیت بارابی پمپاژ (h_m) بازی می‌نمایند. از این رو می‌توان با بهره‌گیری از توابع آماری، رابطه‌ای برای تعیین حداکثر بارابی پمپاژ ضربه قوچی با قطر ۲ اینچ ارائه نمود. نگاشت بین پارامترهای مستقل (L/D) و (v_0/v) در مقابل پارامتر وابسته (h_m/H) به صورت رابطه (۱۷) ظاهر می‌شود:

$$\frac{h_m}{H} = 0.22 \times \left(\frac{L}{D}\right)^{0.798} \times \left(\frac{v_0}{v}\right)^{0.854} \quad (17)$$

تجزیه و تحلیل آماری نشان داد، معادله (۱۷) به منظور تخمین نسبت بارابی (h_m/H) از ضریب همبستگی ۰/۹۵ و ریشه میانگین مربعات خطای ۰/۵۳۳۸ برخوردار است.

هدف از پژوهش حاضر ارائه منحنی‌های مشخصه پمپ ضربه قوچی و کاربست آن در طراحی این دسته از پمپ‌ها است. مشاهدات آزمایشگاهی نشان داد که مقادیر دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T) و دبی نسبی هرزاب (Q/Q_T) پارامترهایی وابسته به نسبت‌های (h/h_m) و (L/D) می‌باشند. از این رو کلیه مشاهدات آزمایشگاهی که به نوعی تغییرات پارامترهای دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T) و دبی نسبی هرزاب (Q/Q_T) را در مقابل بار فشاری (h/h_m) نشان می‌دهد به ازای نسبت‌های (L/D) مختلف در مقابل یکدیگر ترسیم شدند. نتایج در شکل‌های (۵) و (۶) نمایش

همان طوری که در روش تحقیق بدان اشاره شد، افت سوپاپ تکانه به دو قسمت افت ناشی اصطکاک صفحه و افت ناشی از نیروی پسا تقسیم بندی می‌گردد. برای تعیین افت انقباض جریان از اختلاف خط انرژی قبل و بعد از سوپاپ تکانه، تحت بازشدگی مختلف استفاده شده است. در آزمایش‌های انجام شده از سوپاپی به قطر ۳۵ میلی متر و وزن ۱۳۵ گرم استفاده شده است. برای تعیین میزان افت تراز خط انرژی قبل و بعد از سوپاپ از مانومتر استفاده گردید. آزمایش‌ها در هشت سری با تغییر در فواصل بازشدگی سوپاپ تکانه به اجرا درآمد و نتایج حاصله در جدول (۲) نمایش داده شده‌اند.

به منظور تسهیل در بهره‌برداری از نتایج ارائه شده در جدول (۲) برای تعیین ضرایب افت، شامل ضریب پسای سوپاپ و ضریب افت اصطکاک سوپاپ تکانه، معادله‌های عمومی به صورت روابط (۱۵) و (۱۶) ارائه گردید. خاطر نشان می‌سازد که این روابط تنها با مشخصات سوپاپ مورد استفاده در این تحقیق مطابقت دارد.

$$K_d = 0.0453 \times \left(\frac{S_0}{D_v}\right)^{-2.0381} \quad (15)$$

$$c = 0.7312 \times \left(\frac{S_0}{D_v}\right)^{-1.4141} \quad (16)$$

به طور کلی هر سیستم پمپاژ می‌تواند آب را تا ارتفاع خاصی پمپاژ نماید که این حداکثر بارابی پمپاژ به مشخصات و سیستم پمپ مربوطه بستگی دارد. در این بخش با بهره‌گیری از مشاهدات آزمایشگاهی و تعیین پارامترهای تأثیرگذار بر حداکثر بارابی پمپاژ نسبت به ارائه یک رابطه تجربی به منظور تعیین حداکثر بارابی

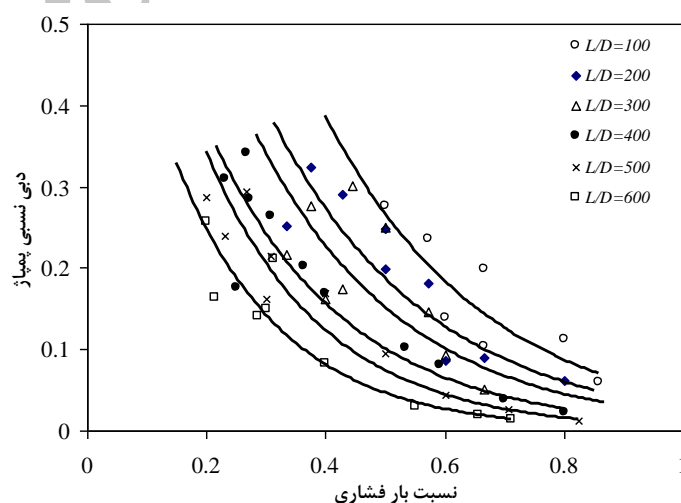
عملکرد پمپ ضربه قوچی ایفای نقش می‌کند. برآورد فرکانس سوپاپ تکانه با هدف بهبود عملکرد هیدرولیکی پمپ ضربه قوچی صورت می‌گیرد. بدین ترتیب در صورتی که فرکانس سوپاپ زیاد باشد می‌توان با افزایش وزن سوپاپ نسبت به افزایش مقادیر دبی پمپاژی اقدام نمود. از طرفی در صورتی که فرکانس سوپاپ کم باشد، می‌توان با کم کردن وزن اعمالی بر سوپاپ عملکرد پمپ را بهبود بخشید. چگونگی تغییرات پارامتر سوپاپ تکانه در مقابل نسبت بار فشاری (h/h_m) و در ازای مقادیر مختلف نسبت طول به قطر (L/D)، در شکل (۷) نمایش داده شده است.

با استفاده از این نتایج می‌توان شرایط سوپاپ تکانه را به گونه‌ای انتخاب نمود تا دسترسی به بارایی پمپاژ مورد نظر تحت شرایط (L/D) مشخص، تعیین گردد. شایان توجه است در صورتی که میزان دبی سیستم پمپاژ طراحی شده کفایت لازم برای تأمین نیازهای طرح را نداشته باشد می‌توان از دو یا چند پمپ به صورت موازی، برای تأمین دبی مورد نیاز استفاده نمود.

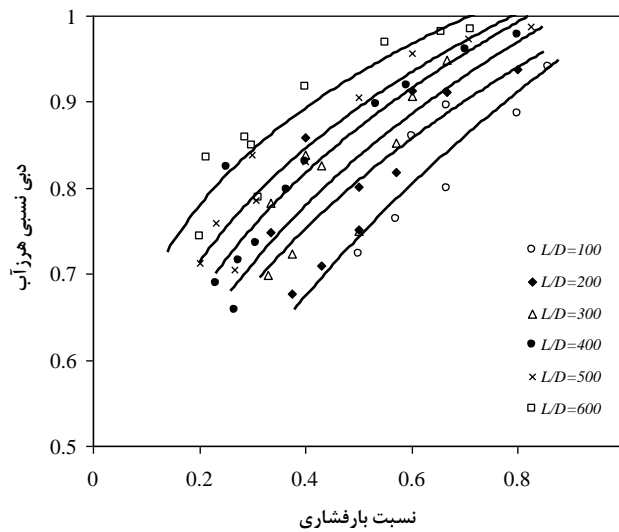
داده شده‌اند. به منظور کاربست منحنی‌های نمایش داده شده در شکل‌های (۵) و (۶) کافی است که با توجه به شرایط توپوگرافی منبع تأمین کننده آب و موقعیت مکانی نصب پمپ ضربه قوچی، ابتدا طول لوله تغذیه تعیین شود، سپس با در نظر گرفتن ظرفیت دبی چشمه یا منبع تغذیه سیستم و همچنین در نظر گرفتن شرایط اقتصادی طرح، قطر لوله تغذیه انتخاب گردد. بنابراین می‌توان یک نسبت منطقی برای (L/D) در نظر گرفت. سپس با استفاده از رابطه (۱۵) حداکثر بارایی پمپاژی برای پمپ را تعیین نمود. حال با در اختیار داشتن بارایی پمپاژ مورد نیاز (h) و حداکثر بارایی پمپاژی (h_m)، نسبت بار فشاری (h/h_m) حاصل می‌گردد. سپس با استفاده از منحنی‌های مشخصه ارائه شده در شکل‌های (۵) و (۶) می‌توان مقدار دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T) و دبی نسبی هرزآب (Q/Q_T) را تعیین نمود. دبی کل (Q_T) با توجه به ظرفیت تأمین دبی چشمه تعیین می‌گردد. از دیگر پارامترهای وابسته سیستم پمپ‌های ضربه قوچی، پارامتر سوپاپ تکانه می‌باشد. این پارامتر که توصیف کننده فرکانس سوپاپ تکانه می‌باشد، در تعیین مدت زمان مراحل کاری

جدول ۲- مقادیر آزمایشگاهی افت سوپاپ تکانه در باز شدگی های مختلف

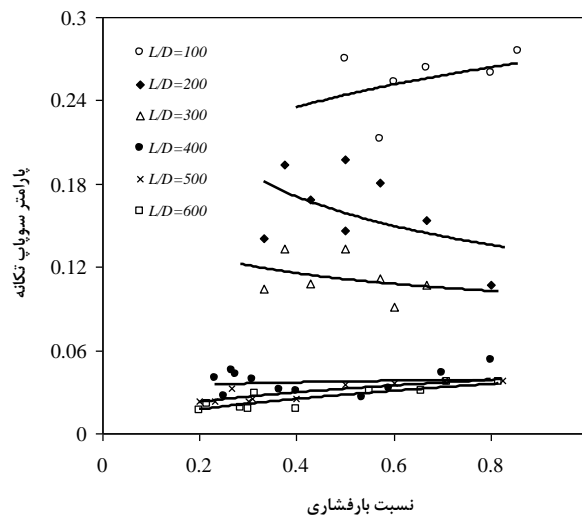
فاصله باز شدگی (S_0)(mm)	سرعت جریان (v_0) (m/sec)	نسبت (S_0/D_v)	ضریب درگ (K_d)	افت انقباض (c)
۱/۵	۰/۲۴	۰/۰۴۵	۲۵/۰۱	۵۸/۸۵
۳/۲	۰/۴۷	۰/۰۹	۶/۱۷	۱۹/۹۳
۴/۷	۰/۷۵	۰/۱۳۶	۲/۴۸	۱۲/۰۵
۶/۴	۱/۰۱	۰/۱۸۱	۱/۳۶	۸/۶۷
۸	۱/۲۴	۰/۲۲۷	۰/۹	۶/۷۱
۹/۵	۱/۴۴	۰/۲۷۲	۰/۶۶۸	۵/۴۲
۱۱/۱	۱/۶۴	۰/۳۱۷	۰/۵۲	۴/۴۹
۱۲/۷	۱/۸۳	۰/۳۶۲	۰/۴۱۷	۳/۸



شکل ۵- منحنی مشخصه تعیین مقادیر دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T) در مقابل ارتفاع فشاری (h/h_m) در ازای مقادیر مختلف نسبت طول به قطر (L/D)



شکل ۶- منحنی مشخصه تعیین مقادیر دبی نسبی هرزآب (Q/Q_T) در مقابل ارتفاع فشاری (h/h_m) در ازای مقادیر مختلف نسبت طول به قطر (L/D)



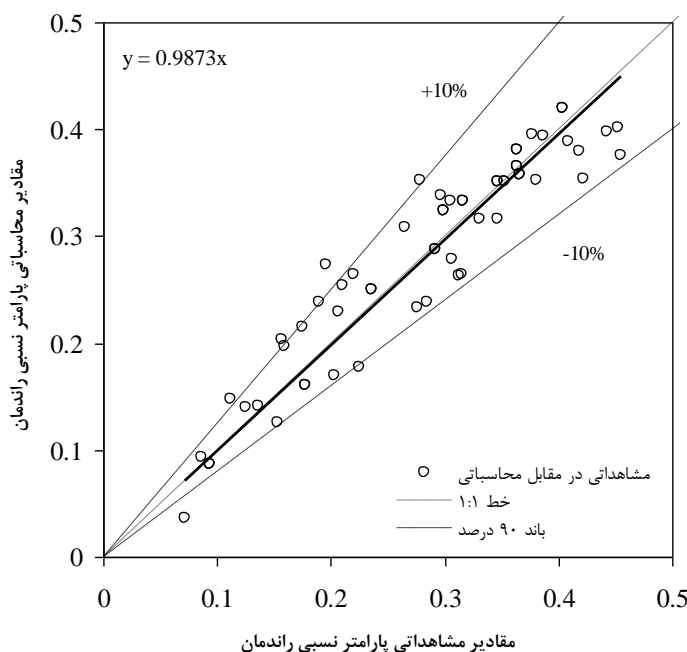
شکل ۷- نحوه تغییرات پارامتر سوپاپ تکانه (nd/v_0) در مقابل ارتفاع فشاری (h/h_m) در ازای مقادیر مختلف نسبت طول به قطر (L/D)

$$\eta = -0.2688 + \left(\frac{L}{D}\right)^{-0.0479} - 0.4763 \left(\frac{h}{h_m}\right)^{1.2507} \quad (18)$$

تجزیه و تحلیل آماری توابع خطای حاصل از پیش بینی مشاهدات آزمایشگاهی توسط رابطه (۱۸) نشان می‌دهد که معادله پیشنهادی از ضریب همبستگی 0.8851 و ریشه میانگین مربعات خطای معادل 0.357 برخوردار است. نحوه قرار گیری مشاهدات آزمایشگاهی در مقابل مقادیر پیش بینی شده توسط رابطه (۱۸) در شکل (۸) نشان داده شده است. با توجه به شکل می‌توان نتیجه گرفت که معادله پیشنهادی، مشاهدات آزمایشگاهی را با $1/55$ درصد کمتر پیش بینی می‌نماید.

از دیگر پارامترهای وابسته سیستم پمپ‌های ضربه قوچی، پارامتر راندمان (η) می‌باشد. با توجه به تحلیل حساسیت انجام شده در آزمایشگاه هیدرولیک و مهندسی رودخانه دانشگاه صنعتی جندی شاپور، مشخص گردید این پارامتر تابعی از نسبت‌های طول به قطر لوله تغذیه (L/D) و نسبت بار فشاری (h/h_m) می‌باشد. در این تحقیق تلاش گردید تا با استفاده از رگرسیون غیرخطی و با ارزیابی مشاهدات آزمایشگاهی در مقابل پارامترهای مستقل مؤثر بر راندمان پمپ ضربه قوچی، رابطه عمومی تعیین راندمان این دسته از پمپ‌ها ارائه گردد. نگاشت صورت گرفته به صورت رابطه (۱۸) ظاهر می‌شود:

فتاحی آلکوهی و همکاران: ارزیابی آزمایشگاهی اثر نسبت طول به قطر لوله...



شکل ۸- پیش بینی پارامتر راندمان (η) توسط رابطه (۱۸) در مقابل مشاهدات آزمایشگاهی

که نسبت بار فشاری (h/h_m) و نسبت طول به قطر لوله تغذیه (L/D) منحنی مشخصه پمپ را به شدت تحت تأثیر خود قرار می‌دهند. نتایج نشان داد که در صورت افزایش طول لوله تغذیه تا ۴۰۰ برابر قطر آن، پمپ ضربه قوچی ساخته شده قادر است تا با راندمان ۴۸ درصد آب را به ارتفاعی معادل دو برابر بار آبی ورودی به آن پمپاژ نماید. لذا با توجه به نتایج این تحقیق می‌توان پمپ ضربه قوچی را به عنوان یک ابزار سودمند، مفید و دوستدار محیط زیست برای تأمین آب مورد نیاز جوامع روستایی در مقیاس کوچک معرفی نمود.

نتیجه گیری

در این تحقیق با استفاده از مدل آزمایشگاهی، اثر تغییرات نسبت طول به قطر لوله تغذیه بر منحنی‌های مشخصه پمپ ضربه قوچی ارائه شده است. محدوده مورد آزمون برای بررسی نسبت طول به قطر لوله تغذیه (L/D) بین ۱۰۰ الی ۶۰۰ می‌باشد. پارامترهایی که به عنوان منحنی مشخصه پمپ در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفتند شامل دبی نسبی پمپاژ (q/Q_T)، دبی نسبی هرزآب (Q/Q_T)، پارامتر سوپاپ تکانه (nD/v_0) و راندمان سیستم (η) می‌باشند. تحلیل حساسیت پارامترهای مؤثر نشان داد

منابع

- ۱- فتاحی آلکوهی، ر. ۱۳۹۴، ارزیابی آزمایشگاهی اثر نسبت طول به قطر لوله تغذیه بر عملکرد پمپ ضربه قوچی، پایان نامه کارشناسی ارشد، رشته مهندسی عمران- مهندسی رودخانه، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور.
- ۲- فتاحی، ر. و ب. لشکرآرا، ۱۳۹۴، بکارگیری روش‌های آماری و هوشمند در تحلیل عملکرد پمپ‌های ضربه قوچی، دهمین کنگره بین المللی مهندسی عمران، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تبریز.
- 3- Basfeld, M. and E. A. Müller, 1984. The hydraulic ram. *Forschung im Ingenieurwesen Journal*, A 50(5): 141-147.
- 4- D'Aubuisson de Voisins, J. 1884, *Traité d'hydraulique, à l'usage des ingénieurs*. Paris und Strasbourg: FG Levrault.
- 5- Fatahi-Alkouhi, R., Lashkarara, B., and A.R. Keramat, 2015. Determine the efficiency of hydraulic ram-pumps, 36th IAHR Congress, Netherlands, Delft.
- 6- Filipan, V. and Z. Virag, 2003. Mathematical modelling of a hydraulic ram pump system. *Strojniški vestnik Journal of Mechanical Engineering* 49(3): 137-149.

- 7- Fu, H., Li, J., Yang, K., Guo, Y. and Wang, T., 2015. Design and hydraulic performance of a novel hydraulic ram pump. International conference on Hydroinformatics, New York.
- 8- Inthochot, M., Saehaeng, S., Max, J., Muller, J., and W. Spreer, 2015. Hydraulic ram pumps for irrigation in Northern Thailand. Proceeding of Agriculture and Agricultural Science 5: 107 – 114.
- 9- Inversin, A.R., 1979. The construction of a hydraulic ram pump. Papua New Guinea: South Pacific Appropriate Technology Foundation.
- 10- Joukowsky, N., 1900. Über den hydraulischen stoss in wasserleitungsrohren. Cornell University.
- 11- Lansford, W. M. and W. G. Dugan, 1941. An analytical and experimental study of the hydraulic ram. University of Illinois.
- 12- Maratos, D., 2002. Technical feasibility of wavepower for seawater desalination using the hydro-ram (Hydrum). Desalination 153(1): 287-293.
- 13- Mead, D. W., 1933. Hydraulic machinery. McGraw-Hill, New York.
- 14- O'Brien, M. P. and J. E. Gosline, 1933. The hydraulic ram. University of California Press.
- 15- Rankine, W.J.M., 1872. On the mathematical theory of the hydraulic ram, The Engineer 33(1):251-262.
- 16- Rennie, L. and E. Bunt., 1990. The automatic hydraulic ram—experimental results. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 204(1): 23-31.
- 17- Suarda, M. and I. Wirawan, 2008. Kajian eksperimental pengaruh tabung udara pada head tekanan pompa hidram. Jurnal Energi Dan Manufaktur 3(1):10-14.
- 18- Sampath, S., Shetty, S., Mathew, A., Javaid, W. and C. Selvan, 2015. Estimation of power and efficiency of hydraulic ram pump with re-circulation system. International Journal of Computer-aided Mechanical Design and Implementation, 1(1): 7-18.
- 19- Young, B., 1995. Design of hydraulic ram pump systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 209(4): 313-322.
- 20- Young, B., 1996. Simplified analysis and design of the hydraulic ram pump. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 210(4): 295-303.