

# اثر تغییرات غیر خطی افت سرعت در مرحله پمپاژ بر میزان دبی پمپاژی در پمپ‌های رم

رضا فتاحی آکوهی<sup>۱</sup>، بابک لشکرآرا<sup>۲</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران  
۲- استادیار، دانشکده عمران، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران  
(نویسنده مسئول) Babak\_lashkarara@yahoo.com

(دریافت ۹۵/۱/۲۳ پذیرش ۹۵/۶/۱۹)

## چکیده

پمپ رم دستگاهی است که با استفاده از انرژی تجدیدپذیر ضربه قوچ، بخشی از دبی ورودی به سیستم پمپاژ را تا ارتفاع قابل توجهی پمپاژ می‌نماید. پیچیدگی هیدرولیک جریان از یکسو و استفاده از فرضیات ساده کننده از سوی دیگر در این دسته از پمپ‌ها سبب شده است تا مدل‌های تحلیلی ارائه شده به منظور تجزیه و تحلیل سیکل کاری پمپ رم همواره با خطا همراه باشد. در این پژوهش تلاش شده است تا مدل تحلیلی حاکم بر عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های رم در مرحله پمپاژ اصلاح شود. در این پژوهش با ایجاد یک تقسیم‌بندی منطقی، سیکل کاری پمپ‌های رم به سه مرحله شتاب‌گیری جریان، پمپاژ و رخداد جریان برگشتی تقسیم‌بندی شد و با استفاده از روش خطوط مشخصه‌ها نسبت به ارائه معادلات حاکم بر هر مرحله از سیکل اقدام شد. از آنجایی که بسته شدن سوپاپ تکانه به صورت غیرخطی است، از این رو افت سرعت در مرحله پمپاژ به صورت غیرخطی در نظر گرفته شد. همچنین با در نظر گرفتن الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه و تغییر حجم بدنه پمپ در مرحله رخداد ضربه قوچ، معادلات حاکم بر مرحله پمپاژ اصلاح شد. به منظور ارزیابی نتایج و تعیین فاکتورهای آزمایشگاهی مدل تحلیلی پیشنهادی، یک مدل فیزیکی از پمپ رم با قطر ۵۱ میلی‌متر ساخته شد. در این پژوهش در بخش نخست ضرایب افت سوپاپ تکانه به صورت آزمایشگاهی اندازه‌گیری شد و معادلات تجربی تعیین ضریب افت اصطکاک و افت ناشی از نیروی درگ سوپاپ تکانه با استفاده از رگرسیون غیرخطی ارائه شد. در بخش دوم با استفاده از نتایج آزمایشگاهی حاصل از پژوهش، نسبت به ارزیابی نتایج اقدام شد. بررسی توابع خطای آماری حاصل از پیش‌بینی نتایج آزمایشگاهی توسط مدل تحلیلی نشان می‌دهد مدل پیشنهادی از دقت خوبی در پیش‌بینی مشاهدات آزمایشگاهی برخوردار است. در بخش سوم به منظور اعتبارسنجی نتایج در مرحله پمپاژ از مدل‌های تحلیلی لانسفورد و دوگان و تیک بهره‌گیری شد و توابع خطای حاصل از پیش‌بینی مشاهدات آزمایشگاهی توسط مدل‌های تحلیلی پژوهشگران پیشین برآورد شد. مقایسه نتایج حاکی از آن است که در مدل پیشنهادی با توجه به اینکه معادلات پیشنهادی در مرحله پمپاژ بر پایه تئوری بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه ارائه شده است، منجر به افزایش دقت مدل در پیش‌بینی مقادیر دبی نسبی پمپاژ تا میزان ۳ درصد در مقایسه با تئوری بسته شدن خطی و ۵ درصد در مقایسه با آبی بسته شدن سوپاپ تکانه شده است.

**واژه‌های کلیدی:** مدل تحلیلی، پمپاژ، سوپاپ تکانه، پمپ رم، سیکل

## ۱- مقدمه

پمپ رم نخستین بار توسط وایت هورست در سال ۱۷۹۷ ابداع شد. تا اواخر قرن نوزدهم تلاش‌های نظری ناموفقی برای تشریح عملکرد این دسته از پمپ‌ها صورت پذیرفت، تا اینکه مشخص شد در پمپ‌های رم، ضربه قوچ اصلی‌ترین کاربرد را دارد (Filipan & Virage 2003). پس از تشخیص عوامل مؤثر بر عملکرد پمپ رم، نخستین مدل تحلیلی منطقی به منظور توصیف عملکرد پمپ رم ارائه شد که در آن، مدل سیکل کاری پمپ به چهار مرحله تقسیم‌بندی و مشخص شد که

جذب انرژی مخرب ضربه قوچ در سیستم‌های انتقال آب و به‌کارگیری آن در راستای انتقال آب به نقاط مرتفع می‌تواند به عنوان یکی از منابع انرژی پاک مورد استفاده قرار گیرد. پمپ رم یا قوچ آبی با جذب انرژی مخرب ضربه قوچ، آن را به انرژی مفید تبدیل نموده و آب را تا حد قابل قبولی به نقاط مرتفع منتقل می‌نماید. اجزای تشکیل دهنده یک پمپ رم یا قوچ آبی در شکل ۱ نمایش داده شده‌اند.

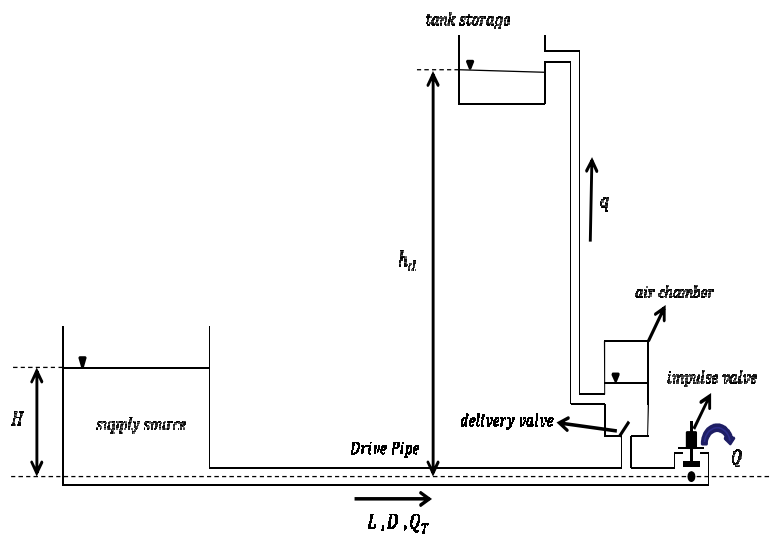


Fig. 1. Components of hydraulic ram pumps system

شکل ۱- اجزای تشکیل دهنده سیستم پمپاژ پمپ‌های ضربه قوچی

نیست. از این رو یک مدل تحلیلی بر اساس معادلات حرکت نیوتن و با تقسیم سیکل کاری پمپ به چهار مرحله و در نظر گرفتن افت‌های موضعی ارائه شد. استفاده از برخی فاکتورهای آزمایشگاهی در این تحلیل که با استفاده از پمپ رم پلاگسی گلاسی تعیین شد، بر افزایش دقت این مدل در پیش‌بینی عملکرد پمپ رم افزود (Basfeld & Muller 1984).

همچنین مدل تحلیلی سه مرحله‌ای با هدف اصلاح نخستین مدل تحلیلی ارائه شده با استفاده از روش خطوط مشخصه‌ها با فرض بسته شدن آبی سوپاپ تکانه ارائه شد. در این مدل معادلات حاکم بر مراحل سیکل کاری پمپ رم شامل شتاب‌گیری جریان، مرحله پمپاژ و رخداد جریان برگشتی ارائه شده است. در معادلات ارائه شده از اثر تغییر حجم لوله و الاستیسیته سوپاپ تکانه در مرحله رخداد ضربه قوچ صرف نظر شده است و افت سرعت در مرحله پمپاژ به صورت آبی در نظر گرفته شده است (Tacke 1988).

با گسترش مطالعات در زمینه پمپ‌های رم، مدل‌های تحلیلی در شرایط ایده‌آل عملکرد پمپ و با صفر در نظر گرفتن مرحله جریان برگشتی توسعه یافت. در این حالت با استفاده از تئوری ساده شده عملکرد پمپ رم و نیز با استفاده از فاکتورهای آزمایشگاهی، دو معادله شامل  $H = Bqh$  و  $nL = Aqh$  معرفی شد. در این معادلات ساده، ضرایب  $A$  و  $B$  به‌عنوان فاکتورهای آزمایشگاهی و  $n$  فرکانس سوپاپ تکانه است (Young 1995).

مرحله پمپاژ زمانی رخ می‌دهد که سوپاپ تکانه بسته است و پس از ضربه قوچ امواج فشاری در لوله تغذیه انتشار می‌یابد (O'Brien & Golsine 1933).

چندی بعد، مدل تحلیلی اشاره شده، اصلاح شد. در مدل اصلاح شده سیکل کاری به شش مرحله تقسیم شد و تئوری بسته شدن خطی سوپاپ تکانه و به‌واسطه آن لحاظ نمودن افت خطی سرعت در مرحله پمپاژ، مورد توجه قرار گرفت (Lansford & Dugan 1941). علاوه بر آن، یک مدل تحلیلی پیچیده بر پایه سیکل هفت مرحله‌ای شامل اطلاعاتی نظیر افت هد در لوله دهش، افت ناشی از سوپاپ تکانه و افت‌های ناشی از کاهش جریان که از قابلیت تخمین دقیق عملکرد پمپ ضربه قوچی برخوردار است، معرفی شد. این مدل دقیق است اما استفاده از آن برای طراحی پمپ رم دشوار است (Krol 1951).

با توسعه مدل‌های تحلیلی، یک مدل بر اساس معادلات رانکین ارائه شد، به نحوی که در آن از مقادیر متوسط وابسته به زمان در حالت یک بعدی ناپایدار استفاده شده است. نتایج حاصل از این مدل تحلیلی به صورت منحنی‌هایی بر اساس نسبت سرعت بحرانی به سرعت جریان در حالت ماندگار به ازای تغییرات پارامترهایی نظیر نسبت هد دهش به هد سقوط، راندمان و نسبت دبی پمپاژ به دبی کل ورودی به سیستم ارائه شده است (Iversen 1975).

در ادامه این بررسی‌ها، مشخص شد که تحلیل دقیق عملکرد پمپ‌های رم بدون استفاده از فاکتورهای آزمایشگاهی امکان‌پذیر

آزمایشگاهی ارائه شده است. از اینرو ابتدا با استفاده از آنالیز ابعادی، پارامترهای طراحی حاکم بر سیستم پمپ‌های رم تعیین شد. سپس با استفاده از رگرسیون غیرخطی و مطالعات حاصل از تحقیقات پژوهشگران پیشین، معادلات عمومی تحلیل عملکرد این دسته از پمپ‌ها ارائه شد (Fatahi-Alkouhi & Lashkar Ara, 2015). مطالعات آزمایشگاهی بررسی پارامترهای مؤثر بر عملکرد پمپ‌های رم نشان داد پارامترهای رینولدز، ماخ و نسبت اصطکاک لوله و سیال تأثیر ناچیزی بر عملکرد پمپ رم دارد و می‌توان از اثر آن صرف نظر نمود (Fatahi-Alkouhi & Lashkar Ara, 2015). ترکیب بررسی‌های تحلیلی-آزمایشگاهی منجر به ارائه نمودارهای طراحی پمپ‌های رم دارای جنس پی وی سی شد. در این بررسی‌ها ابتدا مدل تحلیلی تعیین عملکرد پمپ‌های رم پی وی سی ارائه شد، سپس با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مدل تحلیلی ارزیابی شد. سپس نمودارهای تعیین دبی پمپاژ، توان و راندمان پمپ رم پی وی سی ارائه شد (Sampath et al., 2015). بررسی منابع کتابخانه‌ای نشان می‌دهد در مدل‌های تحلیلی ارائه شده در راستای توصیف عملکرد پمپ رم از اثر تغییر حجم بدنه پمپ و نیز الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه در لحظه رخداد ضربه قوچ صرف نظر شده است. همچنین در ارائه جزئیات مرحله پمپاژ، افت سرعت به صورت آبی و در برخی موارد به صورت خطی در نظر گرفته شده است. در این پژوهش مدل تحلیلی عملکرد هیدرولیکی پمپ رم با در نظر گرفتن تغییر حجم بدنه پمپ و الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه ارائه شد. با توجه به بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه، افت سرعت در مرحله پمپاژ به صورت غیرخطی در نظر گرفته شد و معادلات حاکم بر مرحله پمپاژ اصلاح شد. از طرفی با انجام آزمایش و ثبت مقدار آزمایشگاهی نسبت به ارزیابی مدل تحلیلی اقدام شد. علاوه بر این با استفاده از مدل‌های تحلیلی لانسفورد و دوگان در سال ۱۹۴۱ و تیک در سال ۱۹۸۸ نسبت به مقایسه آماری نتایج حاصل از پیش‌بینی مقادیر دبی پمپاژی به منظور اعتبارسنجی مدل اصلاح شده اقدام شد.

## ۲- روش پژوهش

در این پژوهش با تقسیم سیکل کاری پمپ‌های رم به سه بخش شتاب‌گیری، پمپاژ و رخداد جریان برگشتی، و بهره‌گیری از روش خطوط مشخصه‌ها، معادلات حاکم بر هر مرحله از سیکل کاری این

در همین راستا با ساده‌سازی مدل‌های تحلیلی پیشین تحت شرایط بهینه، روابط ساده‌کننده طراحی پمپ‌های رم در بازه ۱۹ میلی‌متر تا ۱۰۲ میلی‌متر ارائه شده است (Young 1996). مطالعات پمپ‌های رم در شرایط بهینه، با ساده کردن مدل تحلیلی دو مرحله‌ای، پارامترهای بدون بعد حاکم بر سیستم پمپ‌های رم ادامه یافت و با استفاده از نتایج آزمایشگاهی پژوهشگران پیشین، محدوده طراحی این دسته از پمپ‌ها ارائه شد (Young 1997). مدل تحلیلی ساده شده پمپ رم با استفاده از اصول حاکم بر مکانیک سیالات و بهره‌گیری از ساده‌سازی‌های منطقی، در راستای طراحی این دسته از پمپ‌ها معرفی شد. در این مدل مقادیر افت موضعی سیستم پمپ در نظر گرفته شده است (Skeikh et al., 2013). علاوه بر بررسی‌های تحلیلی عملکرد پمپ‌های رم، برخی مطالعات آزمایشگاهی در راستای بررسی اثر حجم هوا در مخزن هوا بر مشخصات هیدرودینامیکی و شرایط عملکرد پمپ صورت پذیرفت. بررسی‌های آزمایشگاهی نشان داد حداکثر فشار در مخزن هوا تابعی از هد دهش پمپ است و با افزایش حجم هوا فشار حداکثر در مخزن هوا کاهش می‌یابد (Sati et al., 2011). این در حالی است که بررسی‌های آزمایشگاهی نشان داده اضافه نمودن یک پخش‌کننده جریان در حد فاصل بدنه پمپ و سوپاپ تکانه منجر به افزایش راندمان پمپ تا ۵۳ درصد می‌شود (Yang et al., 2014). علاوه بر این بررسی‌های آزمایشگاهی نشان داد استفاده از دریچه قوسی شکل برای سوپاپ تکانه سبب افزایش راندمان پمپ‌های رم تا ۳۰ درصد شده است. 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 (Inthochot et al., 2015). استفاده از نتایج آزمایشگاهی و ترکیب روش‌های آماری و هوشمند منجر به ارائه معادله تجربی به منظور تعیین راندمان پمپ‌های رم شد. معادله‌ای که در مقایسه با مدل تحلیلی شش مرحله‌ای از عملکرد بهتری برخوردار است (Fatahialkouhi et al., 2015). این در حالی است که معادلات تجربی تحلیل عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های رم با استفاده از رگرسیون غیرخطی و نتایج

$$\frac{1}{C^2} \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{u}{C^2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{u}{C^2} \sin \beta + \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + g \frac{\partial h}{\partial x} + f \frac{|u|}{2D} = 0 \quad (2)$$

که در آن

C سرعت موج فشاری حاصل از ضربه قوچ که با استفاده از معادله ۳ تعیین می‌شود، h هد فشار، t زمان، u مولفه سرعت جریان، x فاصله از منبع تغذیه تا هر نقطه از لوله تغذیه، g شتاب ناشی از ثقل،  $\beta$  شیب لوله تغذیه نسبت به افق و f ضریب افت دارسی و یسباخ است که با بهره‌گیری از دیاگرام مودی قابل تعیین است.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{\rho D}{Ee}}} \quad (3)$$

که در آن

$\rho$  چگالی سیال، K مدول بالک سیال، D قطر لوله تغذیه، E مدول الاستیسیته لوله تغذیه و e ضخامت جداره لوله تغذیه است. به منظور حل معادلات عمومی ضربه قوچ روش‌های مختلفی ارائه شده است که روش خطوط مشخصه‌ها یکی از رایج‌ترین این روش‌ها است (Tacke 1988).

#### الف- معادلات حاکم بر مرحله شتاب‌گیری جریان

معادله عمومی شتاب‌گیری جریان یک بعدی غیرماندگار در لوله تغذیه با فرض ناچیز بودن سرعت جریان در مقایسه با سرعت موج فشاری ( $u \ll C$ )، و با صرف نظر از اثر شیب لوله تغذیه ( $\sin \beta$ ) و همچنین با فرض اینکه مدت زمان شتاب‌گیری جریان  $T_a \gg 2L/C$  باشد، با استفاده از معادله ۴ بیان می‌شود (Kroil 1951).

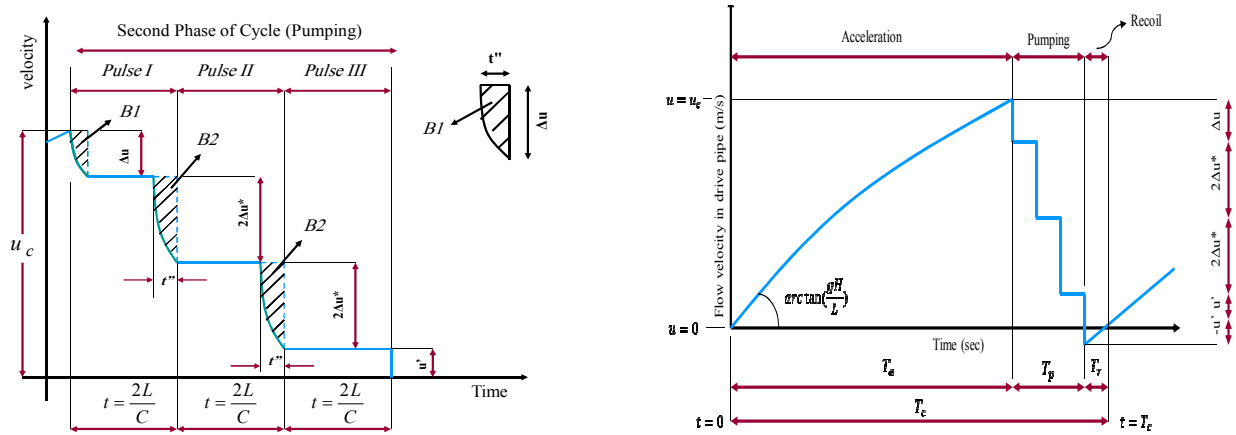
$$H - j \frac{u^2}{2g} = \frac{L}{g} \frac{du}{dt} \quad (4)$$

در معادله فوق، H هد سقوط، L طول لوله تغذیه و j مجموع مقادیر افت سیستم پمپ رم شامل؛ افت موجود در ورودی لوله تغذیه ( $\xi_{in}$ )، افت در خروجی لوله تغذیه ( $\xi_{out}$ )، افت ناشی از

دسته از پمپ‌ها مشخص شد. در این معادلات با در نظر گرفتن تغییر حجم بدنه پمپ، الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه و غیرخطی فرض نمودن افت سرعت در بخش پمپاژ ارائه شد. برای این منظور ابتدا یک تقسیم‌بندی منطقی از نمودار سرعت-زمان جریان در لوله تغذیه و سپس معادلات تحلیلی حاکم بر سیکل کاری پمپ رم ارائه می‌شود. شکل ۲، جزئیات مربوط به تقسیم بندی نمودار سرعت-زمان جریان در لوله تغذیه را نشان می‌دهد.

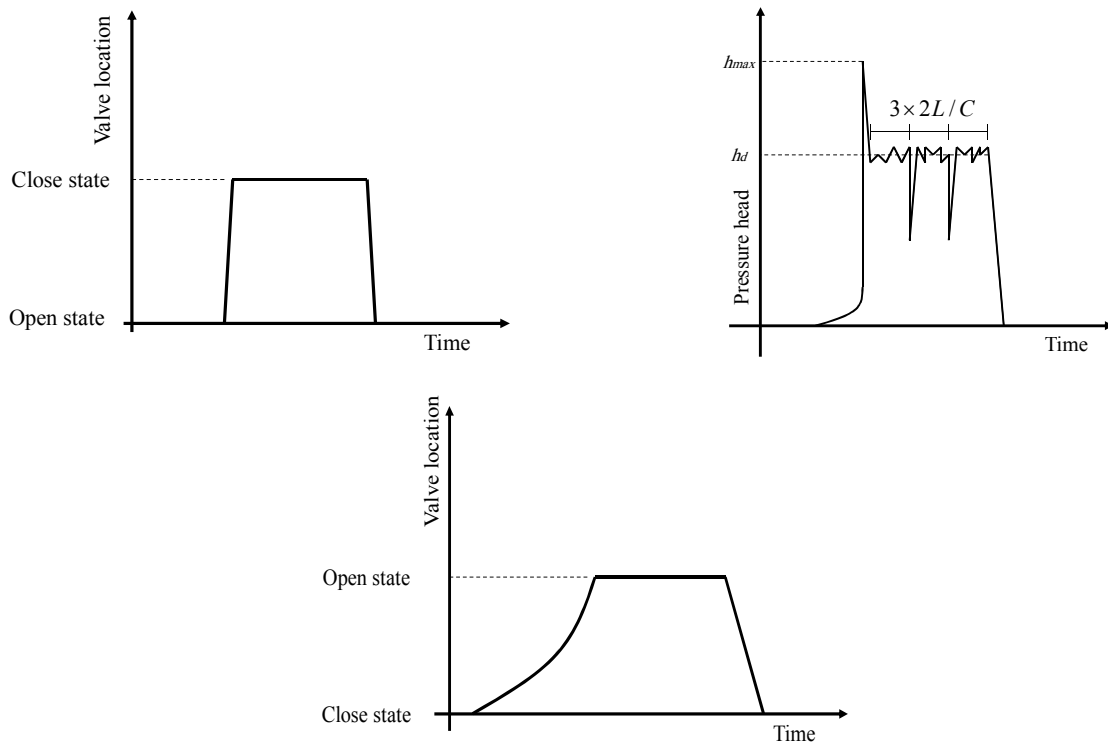
با توجه به شکل ۲-a، در مرحله شتاب‌گیری، جریان به واسطه اختلاف هد بین منبع تغذیه و سوپاپ تکانه، شتاب می‌گیرد. در انتهای مرحله شتاب‌گیری با گذشت مدت زمان  $T_a$ ، سوپاپ تکانه بسته می‌شود و ضربه قوچ اتفاق می‌افتد. انرژی ناشی از ضربه قوچ منجر به باز شدن سوپاپ دهش می‌شود و سیکل وارد مرحله پمپاژ می‌شود. مطابق با شکل ۲-b، در مرحله پمپاژ جریان به واسطه امواج فشاری حاصل از ضربه قوچ به مخزن هوا وارد می‌شود. ورود جریان به مخزن هوا منجر به تراکم شدن هوای محبوس در مخزن می‌شود و یک نیروی فشاری (به دلیل تراکم هوا در مخزن) بر سطح آب موجود در مخزن هوا وارد می‌شود و جریان از طریق لوله دهش به سمت مخزن ذخیره به طور گسسته پمپاژ می‌شود. در هر موج رفت و برگشت (پالس)، یک افت سرعت در لوله تغذیه به وجود می‌آید که در این تحقیق به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده است. در مرحله پمپاژ با توجه به سیستم پمپ رم تعداد N موج رفت و برگشت اتفاق می‌افتد. با مستهلک شدن انرژی ضربه قوچ و با غلبه وزن سوپاپ دهش بر آن، این سوپاپ به طور آنی بسته می‌شود و یک جریان برگشتی با سرعت منفی در لوله تغذیه ایجاد می‌شود که سبب ایجاد یک نیروی مکش و باز شدن مجدد سوپاپ تکانه و سیکل کاری می‌شود. مدت زمان رخداد جریان برگشتی معادل با  $T_r$  می‌باشد. شکل ۳، جزئیات مربوط به نحوه باز و بسته شدن سوپاپ‌های پمپ و تغییرات فشار در مخزن هوا در مرحله پمپاژ را نشان می‌دهد. بسته شدن سوپاپ تکانه از فرم غیرخطی برخوردار است و در مرحله پمپاژ به پیروی از آن مطابق با شکل ۲-b، افت سرعت به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده است.

به منظور تحلیل عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های رم از معادلات عمومی حاکم بر پدیده ضربه قوچ استفاده می‌شود. به طور کلی معادلات پیوستگی و ممنت حاکم بر پدیده ضربه قوچ به شکل زیر است (Tacke 1988)



**Fig. 2.** Details of flow velocity-time graph within drive pipe a. Details of the ram pump's three stage cycle in flow velocity-time graph within drive pipe (Tacke 1988) b. Details of ram pump cycle in pumping stage

شکل ۲- جزئیات نمودار سرعت-زمان جریان در لوله تغذیه (a) جزئیات سیکل کاری سه مرحله‌ای پمپ ضربه قوچی در نمودار سرعت-زمان جریان در لوله تغذیه (Tacke 1988) (b) جزئیات سیکل کاری پمپ ضربه قوچی در مرحله پمپاژ



**Fig. 3.** Changes of the ram pump elements in pumping stage (Tacke 1988) a. Pressure changes in air chamber b. Location changes in delivery valve c. Location changes in impulse valve

شکل ۳- تغییرات اجزای تشکیل دهنده پمپ ضربه قوچی در مرحله پمپاژ (a) تغییرات فشار در مخزن هوا (b) تغییرات موقعیت سوپاپ دهنش (c) تغییرات موقعیت سوپاپ تکانه

دو روش آزمایشگاهی و استفاده از قاعده نیروی درگ قابل تعیین است. در روش آزمایشگاهی با تعیین مقادیر دبی هرزآب در هر سیکل و تقسیم آن بر سطح مقطع خروجی سوپاپ تکانه، مقدار  $u_c$  تعیین می‌شود. از سوی دیگر، با بهره‌گیری از قاعده نیروی درگ

اصطکاک جریان و دیسک سوپاپ تکانه ( $\xi_{jv}$ ) و افت ناشی از حرکت سیال در لوله تغذیه ( $fL/D$ ) است. با توجه به شکل ۲- a، سرعت جریان در انتهای مرحله شتابگیری جریان معادل با سرعت جریان در لحظه بسته شدن سوپاپ تکانه ( $u_c$ ) است. مقدار  $u_c$  به

با توجه به هیدرولیک جریان در پمپ‌های رم، در مرحله پمپاژ، سوپاپ دهش در صورتی باز می‌شود که افزایش فشار ناشی از ضربه قوچ ( $h_m$ ) از فشار هوای متراکم در مخزن هوا که معادل با ارتفاع پمپاژ سیستم پمپ رم است، بیشتر باشد ( $h_m > h_d$ ). مدت زمان مورد نیاز به منظور باز شدن سوپاپ دهش پس از رخداد ضربه قوچ معادل با  $t''$  است. به منظور تعیین مدت زمان  $t''$  باید ابتدا نسبت تغییرات فشار به تغییرات حجم بدنه پمپ تعیین شود. اگر مقادیر مربوط به تغییر فشار بدنه پمپ به صورت  $dh$  بیان شود و تغییرات حجم بدنه با استفاده از کسر  $\rho dh A_v^2 / E_v$  تعیین شود، می‌توان نسبت تغییرات فشار به تغییرات حجم بدنه پمپ ( $Y$ ) را با استفاده از کسر  $E_v / \rho A_v^2$  تعیین نمود. از سوی دیگر می‌توان چنین فرض کرد که برای یک محدوده زمانی  $dt$ ، تغییرات حجم بدنه پمپ همواره برابر با حجم جریان درون آن باشد. از اینرو نسبت  $dh / Y$  معادل با  $Audt$  خواهد بود. با توجه به اینکه تغییر فشار بدنه پمپ ( $dh$ ) برابر با  $\pm(C/g)du$  است، لذا عبارت  $(C/g)du$  برابر با  $YAudt$  خواهد شد. با باز شدن سوپاپ دهش، جریان با سرعت  $u_1$  در مدت زمان  $t''$  وارد مخزن هوا می‌شود. در صورتی که محدوده زمانی  $dt$  برابر با  $(C/AgY)(du/u)$  باشد، با انتگرال گیری از آن در بازه زمانی 0 تا  $t''$  و تغییرات سرعت  $u_c$  تا  $u_1$  می‌توان مدت زمان  $t''$  را با استفاده از معادله ۹ برآورد نمود.

$$t'' = Z \ln \left( \frac{u_c}{u_1} \right) \quad (9)$$

که در آن

$Z (= C / AgY)$  پارامتر محاسباتی برحسب ثانیه است. با آغاز مرحله پمپاژ، جریان به واسطه امواج فشاری رفت و برگشت حاصل از ضربه قوچ وارد مخزن هوا و در نهایت پمپاژ می‌شود. در این پژوهش مطابق با شکل ۲- b، افت سرعت ناشی از ورود جریان به مخزن هوا به دلیل بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه، به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده است. به منظور تعیین افت سرعت در مرحله پمپاژ از معادله  $dh$  یا  $\pm(C/g)du$  بهره‌گیری می‌شود. به طور کلی افت فشار ( $dh$ ) در مرحله پمپاژ از رابطه  $h_d - \alpha H$  پیروی می‌نماید. به این ترتیب افت سرعت  $du$  در این مرحله از سیکل با استفاده از رابطه  $\pm(g/C)(h_d - \alpha H)$  تعیین می‌شود. با

می‌توان مقدار  $u_c$  را مطابق با معادله ۵ برآورد نمود

$$u_c = \sqrt{\frac{Wg}{K_d \rho A_v}} \quad (5)$$

که در آن

$K_d$  ضریب درگ سوپاپ تکانه،  $A_v$  سطح مقطع دیسک سوپاپ تکانه و  $W$  وزن سوپاپ تکانه است.

مدت زمان شتاب‌گیری جریان معادل با  $T_a$  به طول می‌انجامد. با انتگرال گیری از معادله ۴ در محدوده سرعت  $[0, u_c]$  و محدوده زمانی  $[0, T_a]$ ، مدت زمان  $T_a$  با استفاده از معادله ۶ حاصل می‌شود

$$T_a = \frac{L}{j u_0} \ln \frac{u_0 + u_c}{u_0 - u_c} \quad (6)$$

که در آن

$u_0 (= \sqrt{2gH/j})$  سرعت جریان در حالت ماندگار است. به این ترتیب حجم دبی اتلافی در مرحله شتاب‌گیری با در نظر گرفتن سطح زیر نمودار سرعت-زمان جریان در لوله تغذیه با استفاده از معادله ۷ تعیین می‌شود (Tacke 1988)

$$V_a = \frac{\pi L D^2}{2j} \ln \cosh \frac{u_0 j}{2L} T_a \quad (7)$$

### ب- معادلات حاکم بر مرحله پمپاژ جریان

با بسته شدن سوپاپ تکانه، ضربه قوچ رخ می‌دهد و پمپ وارد مرحله پمپاژ می‌شود. با رخداد ضربه قوچ، افزایش فشار ناگهانی در بدنه پمپ ایجاد می‌شود که معادل با حداکثر ظرفیت پمپاژی پمپ است (شکل ۳- a). مقادیر افت ناشی از اصطکاک در مقایسه با این افزایش فشار قابل صرف نظر کردن است. بنابراین حداکثر فشار ایجاد شده در بدنه پمپ با استفاده از معادله ۸ تعیین می‌شود (Tacke 1988)

$$h_m = h_{\max} = \frac{C u_c}{g} \quad (8)$$

با تعیین مدت زمان پمپاژ، می‌توان حجم دبی پمپاژ در هر سیکل را با احتساب سطح زیر نمودار سرعت-زمان جریان تعیین نمود. سطح زیر نمودار S با استفاده از رابطه

$S_T + (\Delta u \cdot t'' - B_1) - (N-1)B_2$  تعریف می‌شود. در این رابطه مقدار  $S_T$  سطح زیر نمودار سرعت-زمان جریان در حالتی که تئوری بسته شدن آبی سوپاپ تکانه حاکم باشد که با توجه به تحلیل تیک (۱۹۸۸) برابر با  $(N-1)\Delta u^*$  ( $2NL/C$ ) است. از طرفی مساحت ناحیه هاشور خورده در موج اول فشار ( $B_1$ ) به عنوان قطعه‌ای از دایره به طول وتر  $L' (= 2 \times \Delta u)$  با استفاده از رابطه  $0.25[\cos^{-1}(1-4\Delta u^2/2) - 2\Delta u\sqrt{1-4\Delta u^2/4}]$  تعیین می‌شود. به همین ترتیب در امواج دوم به بعد، به منظور محاسبه ناحیه هاشور خورده ( $B_2$ ) رابطه

$0.25[\cos^{-1}(1-16\Delta u^{*2}/2) - 4\Delta u^*\sqrt{1-16\Delta u^{*2}/4}]$  برای قطعه‌ای از دایره به طول  $L' (= 4\Delta u^*)$  در نظر گرفته شده است. بدین ترتیب حجم دبی پمپاژی ( $V_p$ ) با استفاده از معادله ۱۴ محاسبه می‌شود

(۱۴)

$$V_p = \frac{\pi D^2}{4} [T_p [u_c - \Delta u - (N-1)\Delta u^*] + (\Delta u \cdot t'' - B_1) - (N-1)B_2]$$

### ج- معادلات حاکم بر مرحله جریان برگشتی

مرحله سوم سیکل کاری در دو حالت ممکن است اتفاق بیفتد. با توجه به پژوهش‌های تیک در سال ۱۹۸۸، تشخیص این مسئله که رخداد جریان برگشتی در حالت اول اتفاق می‌افتد یا حالت دوم، نیاز به بررسی یک شرط دارد. به این ترتیب با استفاده از شرط  $u_N < 2\Delta u^*$  می‌توان تعداد موج‌های فشاری را تعیین نمود از این رو

$$N > \frac{u_c - \Delta u + \Delta u^*}{2\Delta u^*} \quad (15)$$

در صورتی که معادلات ۱۲ و ۱۵ صادق باشند، حالت اول رخ خواهد داد و در غیر این صورت حالت دوم اتفاق می‌افتد. شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب جزئیات رخداد مرحله سوم سیکل در حالت‌های اول و دوم را نشان می‌دهد (Tacke 1988)

رخداد ضربه قوچ و با فرض اینکه  $h_m \gg H$ ، در نخستین موج فشاری رفت و برگشت، مقدار ضریب  $\alpha$  معادل با صفر و در سایر امواج فشاری رفت و برگشت به منظور تسهیل در روند محاسبات، این ضریب یک در نظر گرفته می‌شود. به این ترتیب افت سرعت ( $du$  یا  $\Delta u$ ) در ازای نخستین موج فشاری رفت و برگشت برابر با  $\pm(g/C)h_d$  و برای سایر امواج فشاری رفت و برگشت، افت سرعت ( $\Delta u^*$ ) با استفاده از رابطه  $\pm(g/C)(h_d - H)$  تعیین می‌شود. بنابراین سرعت جریان ( $u_1$ ) در ازای نخستین موج فشاری در بازه زمانی  $T_a \leq t < T_a + 2L/C$  با استفاده از رابطه  $u_c - (g/C)h_d$  تعیین می‌شود. این در حالی است که سرعت جریان ورودی ناشی از موج دوم فشاری ( $u_2$ ) در محدوده زمانی  $T_a + 2L/C \leq t < T_a + 4L/C$  از رابطه  $u_c - (g/c)h - 2(g/C)(h_d - H)$  تبعیت می‌نماید. به این ترتیب با فرض اینکه مدت زمان مورد نیاز جهت تغییر امواج فشاری  $t''$  و مدت زمان رخداد هر موج فشاری رفت و برگشت  $2L/C$  باشد، معادله عمومی سرعت جریان و مدت زمان رخداد موج فشاری  $i$ ام از روابط ۱۰ و ۱۱ حاصل می‌شوند

$$u_i = u_c - \Delta u - 2(i-1)\Delta u^* \quad (10)$$

$$T_a + (i-1)\frac{2L}{C} \leq t < T_a + i\frac{2L}{C} \quad (11)$$

در مرحله پمپاژ، با توجه به مشخصات سیستم پمپ رم، تعداد N موج فشاری رخ می‌دهد. از آنجایی که در انتهای مرحله پمپاژ همواره  $u_N > 0$  می‌باشد، از اینرو با استفاده از رابطه  $u_c - \Delta u - 2(N-1)\Delta u^* > 0$  می‌توان تعداد امواج فشاری را بزرگ‌ترین عدد صحیح حاصل از معادله ۱۲ دانست

$$N < 1 + \frac{u_c + \Delta u}{2\Delta u^*} \quad (12)$$

بنابراین مدت زمان سیکل کاری در مرحله پمپاژ با استفاده از معادله ۱۳ تعیین می‌شود

$$T_p = N\frac{2L}{C} \quad (13)$$

$$T_r^2 = -\frac{u_r L}{gH} + \frac{2L}{C} \quad (19)$$

که در آن  $T_r^2$  مدت زمان رخداد جریان برگشتی در حالت دوم است. به این ترتیب حجم دبی برگشتی در مرحله سوم سیکل با استفاده از معادله ۲۰ تعیین می‌شود

$$V_r = -\frac{\pi L u_r^2 D^2}{8gH} \quad (20)$$

مدل‌های تحلیلی با هدف تعیین مقادیر دبی پمپاژ، دبی هرز آب و مدت زمان سیکل کاری ارائه می‌شوند. در این پژوهش با استفاده از معادلات ارائه شده تلاش شد تا متغیرهای وابسته سیستم پمپ‌های رم با استفاده از معادلات ۲۱، ۲۲ و ۲۳ تعیین شود

$$T_c = T_a + T_p + T_r \quad (21)$$

$$q = \frac{V_p}{T_c} \quad (22)$$

$$Q = \frac{V_a + V_r}{T_c} \quad (23)$$

#### د- صحت سنجی مدل تحلیلی

در این پژوهش به منظور ارزیابی مدل تحلیلی از نتایج آزمایشگاهی بهره‌گیری شده است. از این رو با ساخت یک مدل فیزیکی از پمپ رم به قطر ۵۱ میلی‌متر در آزمایشگاه مدل‌های هیدرولیکی و مهندسی رودخانه دانشگاه صنعتی جندی شاپور، اصلاحات اعمال شده در مدل تحلیلی مورد ارزیابی قرار گرفت. در این آزمایش‌ها از لوله‌ای به قطر ۵۱ میلی‌متر و طول ۱۶/۶۷ متر به عنوان لوله تغذیه، هد سقوط ۲/۸۱ متر و سوپاپ تکانه با فاصله بازشدگی ۸/۸ میلی‌متر، استفاده شد. سرعت مورد نیاز جهت بسته شدن سوپاپ تکانه در طول آزمایشات ۱/۳۷ متر بر ثانیه ثابت در نظر گرفته شد. با اندازه‌گیری آزمایشگاهی مقادیر افت در سیستم پمپ رم، مجموع ضرائب افت انرژی موجود در سیستم (j) برابر با ۲۳/۵ برآورد شد. در این پژوهش با استفاده از آنالیز ابعادی، پارامترهای بدون بعد حاکم بر سیستم پمپ‌های رم به شرح زیر تعیین شد

$$\frac{q}{Q_T} = \varphi_1 \left( \frac{h_d}{h_m} \right) \quad (24)$$

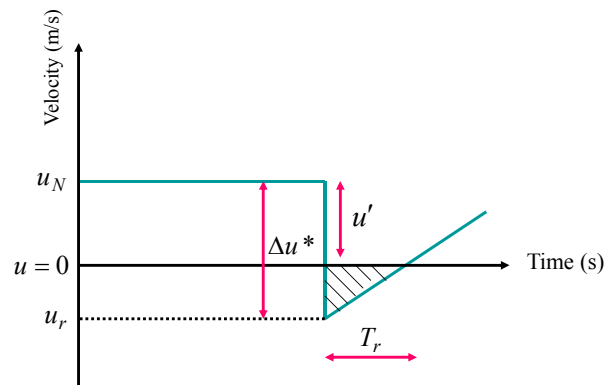


Fig. 4. Details of recoil stage at first state  
شکل ۴- جزئیات مرحله جریان برگشتی در حالت اول

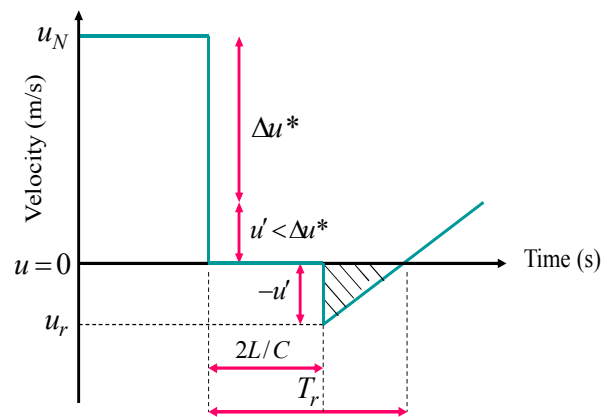


Fig. 5. Details of recoil stage at second state  
شکل ۵- جزئیات مرحله جریان برگشتی در حالت دوم

سرعت جریان در مرحله سوم سیکل برای حالت‌های اول و دوم به ترتیب با استفاده از معادلات ۱۶ و ۱۷ تعیین می‌شود

$$u_r^1 = u_c - \Delta u - 2(N-1)\Delta u^* \quad (16)$$

$$u_r^2 = \Delta u + 2(N-1)\Delta u^* - u_c \quad (17)$$

که در آن،  $u_r^1$  سرعت جریان در حالت اول و  $u_r^2$  سرعت جریان در حالت دوم رخداد جریان برگشتی است.

علاوه بر این مدت زمان سیکل کاری در مرحله رخداد جریان برگشتی در حالت‌های اول و دوم به ترتیب با استفاده از معادلات ۱۸ و ۱۹ تعیین می‌شوند (Tacke 1988)

$$T_r^1 = -\frac{u_r L}{gH} \quad (18)$$



شامل افت ناشی از ضریب درگ و افت اصطکاک جریان و دیسک سوپاپ تکانه اندازه‌گیری و به صورت معادلات تجربی ارائه شد. به منظور تعیین ضریب درگ، ابتدا مقادیر  $u_c$  به صورت آزمایشگاهی در ازای فواصل بازشدگی مختلف تعیین می‌شوند. سپس با استفاده از معادله  $K_d = Wg/\rho A_v u_c^2$  این ضریب تعیین خواهد شد. از طرفی، به منظور تعیین ضرایب افت اصطکاک سوپاپ در فواصل بازشدگی مختلف، با ایجاد شرایط جریان ماندگار در سرعتی کمتر از سرعت  $u_c$ ، با استفاده از مانومتر آبی نسبت به تعیین مقادیر افت اقدام شده است. نتایج حاصل از اندازه‌گیری افت در سوپاپ تکانه برای دیسک مدور در محدوده بازشدگی‌های  $0/001$  تا  $0/127$  متر قابل استفاده است. جدول ۲ نتایج حاصل از ثبت مقادیر آزمایشگاهی افت سوپاپ تکانه را نشان می‌دهد. مدل تحلیلی حاکم بر فضای پژوهش با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار گرفت. از این رو با استفاده از مدل تحلیلی، پارامترهای بدون بعد نشان داده شده در معادلات ۲۴ تا ۲۶ به عنوان تابعی از نسبت هد فشاری ( $h/h_m$ ) تعیین شد. مقادیر محاسباتی در مقابل مشاهدات آزمایشگاهی مورد تجزیه و تحلیل آماری قرار گرفت.

نحوه قرارگیری مشاهدات آزمایشگاهی در مقابل مقادیر محاسباتی پارامترهای دبی نسبی پمپاژ ( $q/Q_T$ )، دبی نسبی هرزآب ( $Q/Q_T$ ) و پارامتر سوپاپ تکانه ( $nD/u_c$ ) در شکل‌های ۶ تا ۸

$$\frac{Q}{Q_T} = \varphi_2\left(\frac{h_d}{h_m}\right) \quad (25)$$

$$\frac{nD}{u_c} = \varphi_3\left(\frac{h_d}{h_m}\right) \quad (26)$$

که در آن

$q/Q_T$  دبی نسبی پمپاژ،  $Q/Q_T$  دبی نسبی هرزآب،  $nD/u_c$  پارامتر سوپاپ تکانه و  $h/h_m$  نسبت هد فشاری سیستم است. به منظور تجزیه و تحلیل نتایج حاصل از پیش‌بینی مقادیر آزمایشگاهی توسط مدل تحلیلی، از توابع آماری خطا همچون درصد میانگین خطا MPE، ریشه میانگین مربعات خطا RMSE، حداکثر خطا ME، راندمان مدل‌سازی EF و ضریب زاویه خط رگرسیون  $m$  بین مقادیر محاسباتی و مشاهدات آزمایشگاهی در حالتی که عرض از مبدا معادله صفر تعریف شده باشد، استفاده شد. از طرفی به منظور اعتبارسنجی مدل تحلیلی پیشنهادی، نتایج حاصل از پیش‌بینی مدل در مرحله پمپاژ، با نتایج مدل تحلیلی لسنفورد و دوگان در سال ۱۹۴۱ و تیک در سال ۱۹۸۸ مقایسه شد. جدول ۱ محدودده آزمایشگاهی پارامترهای بدون بعد مورد استفاده در پژوهش را نشان می‌دهد.

### ۳- نتایج و بحث

به منظور افزایش کارایی مدل تحلیلی، مقادیر افت سوپاپ تکانه

جدول ۱- محدودده آزمایشگاهی پارامترهای بدون بعد

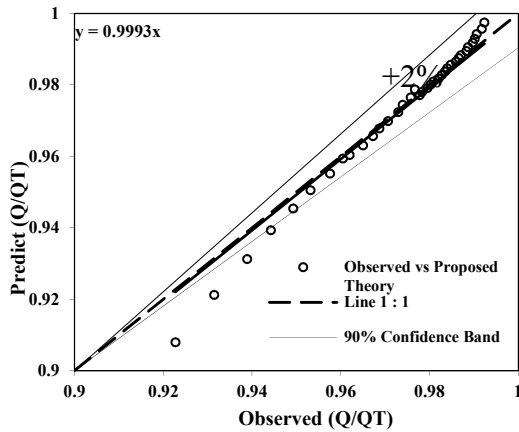
Table 1. Experimental range of dimensionless parameters

No.	Parameter	Maximum	Minimum	Average	Standard Deviation
1	$q/Q_T$	0.077	0.007	0.027	0.017
2	$Q/Q_T$	0.992	0.922	0.972	0.017
3	$nD/u_c$	0.023	0.026	0.025	0.0009
4	$h/h_m$	0.10	0.662	0.377	0.168

جدول ۲- مقادیر آزمایشگاهی افت سوپاپ تکانه در بازشدگی‌های مختلف

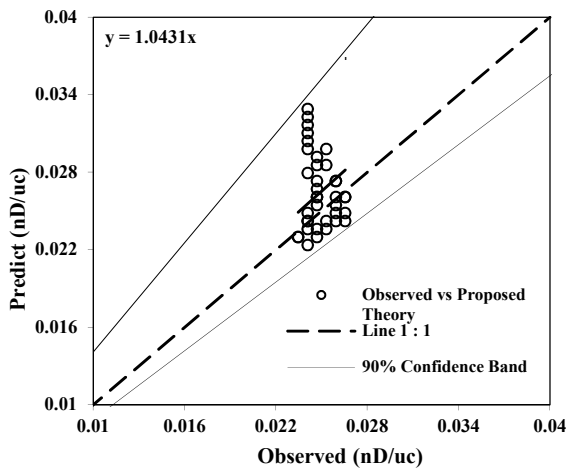
Table 2. Experimental values of the impulse valve's loss in various length strokes

No. Test	Lengths of Valve Stroke $S_0$	Drag Coefficient $K_d$	Friction Coefficient $\xi_{iv}$
1	0.0015	25.01	58.85
2	0.0032	6.17	19.93
3	0.0047	2.48	12.05
4	0.0064	1.36	8.67
5	0.008	0.9	6.71
6	0.0095	0.668	5.42
7	0.0111	0.52	4.49
8	0.0127	0.417	3.8
Equation of Drag Coefficient		$K_d = 0.0001 \times S_0^{-1.9261}$ , $R^2 = 0.99$	
Equation of Friction Coefficient		$\xi_{iv} = 0.0064 \times S_0^{-1.4141}$ , $R^2 = 0.99$	



**Fig. 7.** Experimental observation arrangement of  $Q/Q_T$  parameter versus calculation values of analytical model  
شکل ۷- نحوه قرارگیری مشاهدات آزمایشگاهی پارامتر  $Q/Q_T$  در

مقابل مقادیر محاسباتی حاصل از مدل تحلیلی

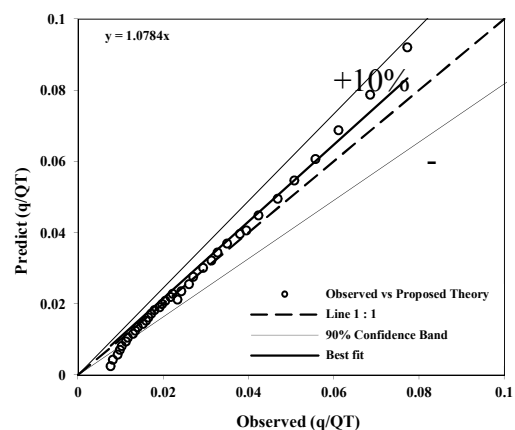


**Fig. 8 .** Experimental observation arrangement of  $nD/uc$  parameter versus calculation values of analytical model  
شکل ۸- نحوه قرارگیری مشاهدات آزمایشگاهی پارامتر  $nD/uc$  در مقابل مقادیر محاسباتی حاصل از مدل تحلیلی

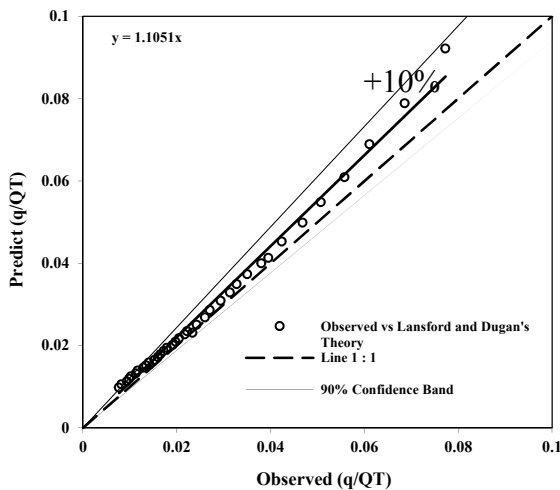
تجزیه و تحلیل آماری توابع خطای حاصل از پیش‌بینی مشاهدات آزمایشگاهی توسط مدل تحلیلی تیک در سال ۱۹۸۸ نشان می‌دهد که پارامتر نسبی دبی پمپاژ با ریشه میانگین مربعات خطای  $0.046$  و ضریب زاویه خط برازش  $1/1269$  تخمین زده شده است. به این ترتیب مدل تحلیلی تیک در سال ۱۹۸۸ پارامتر نسبی دبی پمپاژ را با  $12/69$  درصد بیشتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌نماید. این در حالی است که مدل تحلیلی لانسفورد و دوگان در سال ۱۹۴۱، دبی نسبی پمپاژ را با ضریب زاویه  $1/1051$  و ریشه میانگین مربعات خطای  $0.039$  پیش‌بینی می‌نماید. بنابراین، مدل تحلیلی لانسفورد و دوگان در سال

نشان داده شده است.

تحلیل آماری نتایج نشان می‌دهد، مدل تحلیلی، پارامتر نسبی دبی پمپاژ ( $q/Q_T$ ) را با ضریب زاویه خط برازش  $1/0784$  و ریشه میانگین مربعات خطای  $0.038$  پیش‌بینی می‌نماید. به این ترتیب می‌توان نتیجه گرفت مدل تحلیلی، دبی نسبی پمپاژ را با  $7/84$  درصد بیشتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌نماید. این در حالی است که مدل تحلیلی، پارامتر دبی نسبی هرزآب ( $Q/Q_T$ ) و پارامتر سوپاپ تکانه ( $nD/uc$ ) را به ترتیب با ریشه میانگین مربعات خطای  $0.038$  و  $0.034$  پیش‌بینی می‌نماید. بررسی ضریب زاویه خط برازش برای پارامترهای دبی نسبی هرزآب و سوپاپ تکانه حاکی از آن است که مدل تحلیلی دبی نسبی هرزآب را با  $0.07$  درصد کمتر و پارامتر سوپاپ تکانه را با  $4/31$  درصد بیشتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌نماید. همبستگی ضعیف نتایج مندرج در شکل ۸ گویای آن است که پیش‌بینی پارامتر سوپاپ تکانه توسط مدل تحلیلی تا حد زیادی مستقل از نسبت هد فشاری است و بیشتر تابعی از مشخصات سوپاپ تکانه است. همانطور که در روش پژوهش بدان اشاره شد، اصلاحات اعمال شده در مرحله پمپاژ در تحقیق حاضر، با مدل‌های تحلیلی لانسفورد و دوگان در سال ۱۹۴۱ و تیک در سال ۱۹۸۸ اعتبارسنجی شد. جزئیات مرحله پمپاژ در مدل‌های مذکور در شکل ۹ نشان داده شده است.



**Fig. 6.** Experimental observation arrangement of  $q/Q_T$  parameter versus calculation values of analytical model  
شکل ۶- نحوه قرارگیری مشاهدات آزمایشگاهی پارامتر  $q/Q_T$  در مقابل مقادیر محاسباتی حاصل از مدل تحلیلی



**Fig. 11.** Arrangement of  $Q/Q_T$  observed values versus calculation values of Tacke's theory (1988)

شکل ۱۱- نحوه قرارگیری مقادیر مشاهداتی  $q/Q_T$  در مقابل مقادیر محاسباتی حاصل از تئوری تیک در سال ۱۹۸۸

مقایسه توابع آماری خطای مدل‌های تحلیلی مورد استفاده در تحقیق حاضر نشان می‌دهد، مدل پیشنهادی پارامتر نسبی دبی پمپاژ را نسبت به مدل تحلیلی لانسفورد و دوگان (۱۹۴۱) با ۶۷٪ درصد و نسبت به مدل تحلیلی تیک (۱۹۸۸) ۸۵٪ درصد بهبود بخشیده است. بررسی سایر توابع خطای مندرج در جدول ۳ حاکی از برتری مدل تحلیلی پیشنهادی نسبت به سایر مدل‌های تحلیلی مورد استفاده در این پژوهش در پیش‌بینی پارامتر نسبی دبی پمپاژ است.

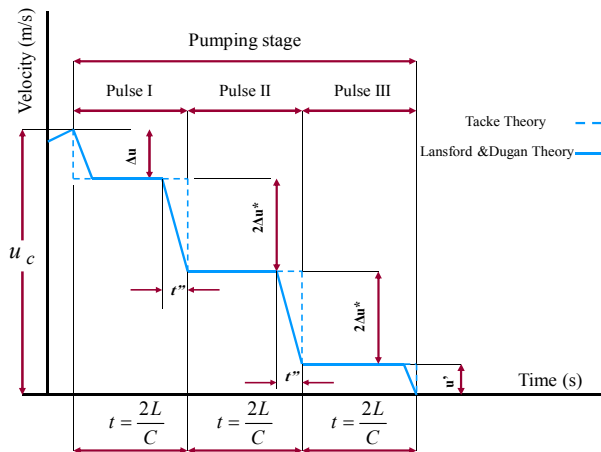
جدول ۳- توابع خطای حاصل از پیش‌بینی مقادیر مشاهداتی  $q/Q_T$  توسط مدل‌های تحلیلی

**Table 3.** Error functions resulted from prediction of  $q/Q_T$  observational values by analytical models

Researchers	MPE	RMSE	ME	EF	m
Present Study	-	0.0038	0.0052	95.27	1.0784
Lansford and Dugan 1941	10.58	0.0039	0.0002	0.9520	1.1051
Tacke 1988	18.37	0.0046	0.0015	0.9310	1.1269

#### ۴- نتیجه‌گیری

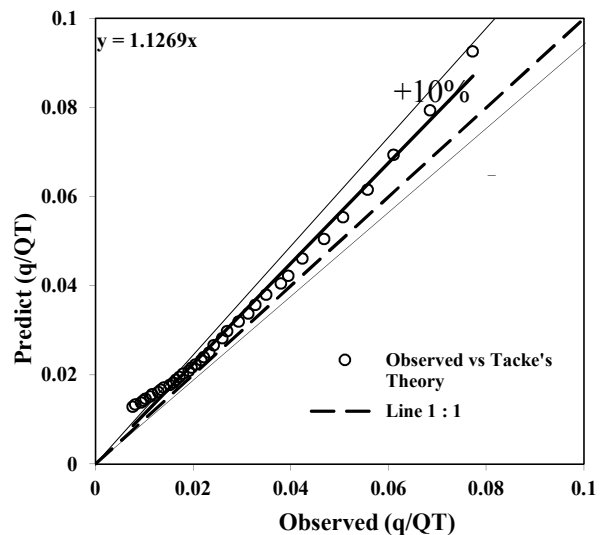
در این پژوهش معادلات حاکم بر سیکل کاری پمپ‌های رم با در نظر گرفتن تغییر حجم بدنه پمپ و الاستیسیته دیسک سوپاپ تکانه که منجر به لحاظ نمودن مدت زمان لازم برای تغییر پالس‌های



**Fig. 9.** Details of pumping stage in the last studies (Lansford & Dugan 1941; Tacke 1988)

شکل ۹- جزئیات مرحله پمپاژ در مطالعات پیشین (Lansford ۱۹۴۱ & Dugan 1941; Tacke 1988)

۱۹۴۱، دبی نسبی پمپاژ را با ۱۰/۵۱ درصد بیشتر نسبت به مشاهدات آزمایشگاهی پیش‌بینی می‌نماید. نحوه قرارگیری مقادیر محاسباتی در مقابل مشاهدات آزمایشگاهی پارامتر نسبی دبی پمپاژ توسط مدل‌های تحلیلی محققان پیشین در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است.



**Fig. 10.** Arrangement of  $q/Q_T$  observational values versus calculation values of Lansford and Dugan's theory (1941)

شکل ۱۰- نحوه قرارگیری مقادیر مشاهداتی  $q/Q_T$  در مقابل مقادیر محاسباتی حاصل از تئوری لانسفورد و دوگان در سال ۱۹۴۱

مرحله پمپاژ و نیز افت آبی سرعت در این مرحله، سبب بهبود نتایج شده است. به این منظور با استفاده از مدل تحلیلی پیشنهادی پژوهش می‌توان عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های رم را با دقت نسبتاً خوبی پیش‌بینی نمود و در طراحی و ارزیابی عملکرد این دسته از پمپ‌ها مورد استفاده قرار داد.

## ۵- قدرتدانی

به این وسیله نگارندگان مقاله از دانشگاه صنعتی جندی شاپور به پاس تأمین منابع مالی و فراهم آوردن امکان استفاده از آزمایشگاه هیدرولیک و مهندسی رودخانه تقدیر و تشکر می‌نمایند.

فشاری در مرحله پمپاژ می‌شود، اصلاح شد. در مرحله پمپاژ با توجه به بسته شدن غیرخطی سوپاپ تکانه، افت سرعت در حالت تغییر پالس‌های فشاری به صورت غیرخطی در نظر گرفته شد. مدل تحلیلی ارائه شده با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار گرفت. علاوه بر آن با استفاده از مدل‌های تحلیلی محققان پیشین معادلات اصلاح شده حاصل از مدل پیشنهادی در مرحله پمپاژ اعتبارسنجی شد. تجزیه و تحلیل آماری نتایج حاصل از پیش‌بینی مقادیر نسبی دبی پمپاژ توسط مدل پیشنهادی و مدل‌های استفاده شده توسط پژوهشگران پیشین نشان می‌دهد که فرض غیرخطی بودن افت سرعت در مرحله پمپاژ نسبت به افت خطی سرعت در

## References

- Basfeld, M. & Müller, E. A., 1984, "The hydraulic ram", *Forschung im Ingenieurwesen*, 50(5), 141-147.
- Fatahialkouhi, R. & Lashkarara, B., 2015, " Application of statistical and intelligent methods in performance analysis of the ram pump", *10<sup>th</sup> International Congress on Civil Engineering University of Tabriz*, Tabriz, Iran. (In Persian)
- Filipan, V. & Virag, Z., 2003, "Mathematical modelling of a hydraulic ram pump system", *Journal of Mechanical Engineering*, 49(3), 137-149.
- Fatahi-Alkouhi, R. & Lashkar-Ara, B., 2015, "Application of water hammer energy in the water supply system", University of Sistan and Balochestan, Zahedan, Iran. (In Persian).
- Fatahi-Alkouhi, R., Lashkar-Ara, B. & Keramat, A.R., 2015, "Determine the efficiency of hydraulic ram-pumps", *36<sup>th</sup> International IAHR Congress Delft*, The Netherlands.
- Inthochot, M., Saehaeng, S., Max, J., Muller, J. & Spreer, W., 2015, "Hydraulic ram pumps for irrigation in Northern Thailand", *Proceeding of Agriculture and Agricultural Science*, 5, 107-114.
- Iversen, H., 1975, "An analysis of the hydraulic ram", *Journal of Fluids Engineering*, 97(2), 191-196.
- Krol, J., 1951, "The automatic hydraulic ram", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 165(1), 53-73.
- Lansford, W. M., & Dugan, W. G., 1941, An analytical and experimental study of the hydraulic ram, Vol. 38, No. 22, University of Illinois, Pub., Illinois.
- O'Brien, M. P., & Gosline, J. E., 1933, The hydraulic ram, by Morrourgh P. O'Brien and James E. Gosline, University of California Press, California.
- Sampath, S., Shetty, S., Mathew, A., Javaid, W. & Selvan, C., 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.
- Sheikh, S., Handa, C.C. & Ninawe, A.P., 2013, "Design methodology for hydraulic ram pump (hydram)", *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 2(4), 170-175.
- Satio, S., Takahashi, M. & Nagata, Y., 2011, "Effect of the air volume in the air chamber on the performance of water hammer pump", *International Journal of Fluid Machinery and Systemes*, 4 (2), 225-261.
- Tacke, J., 1988, *Hydraulic rams; a comparative investigation*, Report 88-1, TU Delft.
- Yang, K. , Li, J., Guo, Y., Fu, H. & Wang, T., 2014, Design and hydraulic performance of a novel hydraulic ram pump", *International Conference on Hydro-informatics*, City College of New York, USA.
- 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.
- 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.
- Young, B., 1997, "Design of homologous ram pumps", *Journal of Fluids Engineering*, 119(2), 360-365.