

تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده توسط اسپول و سه نوع پاپت مختلف در شیرهای کنترل هیدرولیکی

سعید مینایی^۱، پژمان نیک اندیش^{۲*}، برات قبادیان^۳ و محمد جواد شیخ داوودی^۴

۱- دانشیار گروه ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

۲- نویسنده مسئول: دانشجوی دکتری دانشگاه تربیت مدرس و مربی دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور، دزفول، خوزستان، ایران
(pn1356@gmail.com)

۳- دانشیار گروه ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

۴- دانشیار گروه ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۲/۱۶

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۳/۲۸

چکیده

در مدل‌سازی ریاضی و طراحی سامانه‌های هیدرولیک، تعیین دبی روغن عبوری از شیرهای کنترل بر حسب ضریب تخلیه و سطح مقطع تنگنای ایجاد شده در آنها اهمیت ویژه‌ای دارد. با وجود آن که ضریب تخلیه به نوع جریان روغن عبوری از تنگنا وابسته است ولی معمولاً در شیرهای هیدرولیک ثابت فرض می‌شود؛ به همین منظور در این مقاله، ضریب تخلیه‌ی تنگناهای ایجاد شده توسط اسپول و سه نوع پاپت متداول در شیرهای هیدرولیکی به صورت تجربی اندازه‌گیری شد. سپس بر اساس داده‌های تجربی، منحنی برازش شده‌ی ضریب تخلیه بر حسب ریشه‌ی دوم عدد رینولدز برای چهار نوع تنگنای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک اسپولی، مخروطی، کروی و استوانه‌ای استخراج گردید. بررسی منحنی‌ها نشان می‌دهد که ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان برای هر نوع تنگنا مستقل از عدد رینولدز است. از طرفی، ضریب تخلیه در شرایط آرام جریان روغن عبوری از هر چهار نوع تنگنا، به طور خطی با ریشه‌ی دوم عدد رینولدز تغییر می‌کند. همچنین ضریب تخلیه در شرایط جریان آشفته برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول نسبت به تنگناهای شامل عضوهای متحرک پاپتی، کم‌تر است. ضمناً شیب بخش خطی منحنی ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول نسبت به تنگناهای شامل عضوهای متحرک پاپتی بیش‌تر است.

کلیدواژه‌ها: شیرهای هیدرولیک - ضریب تخلیه - اسپول - پاپت

مقدمه

به منظور حرکت بسیاری از بازوهای مکانیکی در ماشین‌های کشاورزی و ماشین‌های صنعتی، علاوه بر ضرورت کنترل جهت حرکت (به وسیله‌ی شیرهای کنترل جهت) و همچنین کنترل نیروی خروجی (توسط شیرهای کنترل فشار) عملگرهای هیدرولیکی، کنترل و تغییر سرعت حرکت آنها نیز (حرکت خطی و دورانی) اهمیت فراوانی دارد. به عنوان نمونه، برای تغییر سرعت

حرکت خطی خودرویی که چرخش چرخ‌های آن به وسیله‌ی موتور هیدرولیکی انجام می‌گیرد، تغییر سرعت دورانی موتور هیدرولیکی ضرورت دارد. به طور مشابه تغییر سرعت حرکت خطی بار متصل به عضو متحرک سیلندر هیدرولیکی، کاربرد زیادی در صنعت دارد. از سوی دیگر امکان کنترل و تغییر سرعت عضو متحرک عملگر در یک مدار هیدرولیک، به وسیله‌ی شیرهای کنترل جریان یا شیرهای کنترل جهت تناسبی فراهم

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...

۹۰ درجه‌ای سیال برای عبور جریان ایجاد می‌گردد (مک‌کای و مارتین، ۱۹۸۰). نسبت مساحت جریان پس از انقباض به مساحت حقیقی تنگنا، ضریب انقباض^۵ تنگنا تعریف می‌شود. ضرایب انقباض برای تنگناها با هندسه و اشکال مختلف به صورت تجربی به دست می‌آید (وسکو و لیب‌پولیس^۶، ۲۰۰۲).

در اغلب مدارهای کنترل هیدرولیکی، اسپول و پاپت به عنوان عضوهای متحرک معمول برای کنترل و تغییر مسیر روغن ارسالی به عملگر (سیلندر یا موتور هیدرولیکی) به کار گرفته می‌شوند. اسپول از طریق لغزش در درون یک پوشش استوانه‌ای و پاپت در اثر قرارگیری بر روی نشیمنگاه، امکان کنترل روغن عبوری در شیرها را فراهم می‌کنند (آکرز و همکاران، ۲۰۰۶). به عبارت دیگر در بسیاری از شیرهای کنترل هیدرولیکی، حرکت اسپول یا پاپت در کنار یک عضو ثابت، تنگنای قابل تنظیمی برای تغییر و کنترل دبی روغن عبوری از شیر ایجاد می‌کنند.

معمولاً از رابطه‌ی ۱، برای تعیین دبی در شرایطی که جریان روغن عبوری از تنگنا به صورت آرام انجام می‌گیرد نیز استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که برای جریان‌های آرام عبوری از تنگنا، ضریب تخلیه، تابعی از عدد رینولدز خواهد بود و به صورت تجربی به دست می‌آید (مک‌کای و مارتین، ۱۹۸۰). بدین ترتیب برای محاسبه‌ی دبی روغن عبوری از شیرها در مدارهای هیدرولیک، تعیین ضریب تخلیه بر اساس نوع جریان عبوری از تنگنا و سطح مقطع عبور جریان اهمیت ویژه‌ای دارد. در بسیاری از کاربردها، از جمله تنگناهای ایجاد شده توسط عضو متحرک شیرهای کنترل جریان و جهت (اسپول یا پاپت)، تعیین ضریب تخلیه و سطح مقطع عبور جریان دشوار است (وو و همکاران^۷، ۲۰۰۳).

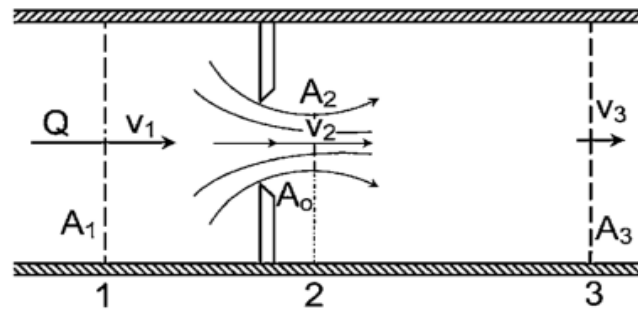
می‌شود. در شیرهای کنترل جریان و کنترل جهت تناسبی، روغن از یک تنگنای قابل تنظیم عبور می‌کند؛ بدین ترتیب با تغییر سطح مقطع عبور جریان روغن در تنگنای ایجاد شده در شیر، امکان تغییر دبی روغن ارسالی به عملگر هیدرولیک و تغییر سرعت حرکت عضو متحرک آن فراهم می‌شود. بررسی‌ها نشان می‌دهد که دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم، علاوه بر سطح مقطع عبور جریان (A_0)، تحت تاثیر اختلاف فشار روغن در دو سوی تنگنا (ΔP) و ضریب تخلیه‌ی تنگنا (C_d) دارد. از طرفی ضریب تخلیه‌ی تنگنا نیز به سرعت جریان روغن (که به شکل تنگنا وابسته است)، گرانروی سیال (μ)، جرم مخصوص سیال (ρ) و نوع جریان (آرام یا آشفته) بستگی دارد (آکرز و همکاران^۱، ۲۰۰۶). بر اساس معادله‌ی برنولی، برای سیالات تراکم‌ناپذیر و جریان‌های آشفته، دبی روغن عبوری از تنگنای (Q_v) نشان داده شده در شکل ۱، از رابطه‌ی (۱) به دست می‌آید (مک‌کوی و مارتین^۲، ۱۹۸۰):

$$Q_v = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (1)$$

ضریب تخلیه (C_d) به کمیت‌های مختلفی از جمله اصطکاک بین جریان روغن و جداره‌ی تنگنا، گرانروی روغن، نوع و شکل تنگنا بستگی دارد (مریت^۳، ۱۹۶۷). پژوهش‌های مختلف نشان می‌دهد که ضریب تخلیه‌ی تنگناهای لبه تیز با سطح مقطع ثابت، برای جریان‌های آشفته، مستقل از عدد رینولدز است (آکرز و همکاران، ۲۰۰۶). همان‌گونه که در شکل ۱ ملاحظه می‌شود، سطح مقطع واقعی عبور جریان (A_2)، کوچک‌تر از سطح مقطع حقیقی تنگنا (A_0) می‌باشد. این کاهش سطح مقطع به نام انقباض ونا^۴ نامیده می‌شود و به دلیل گردش

5- Area contraction coefficient
6- Vescovo and Lippolis
7- Wu *et al.*

1- Akers *et al.*
2- McCoy and Martin
3- Merritt
4- Vena contracta



شکل ۱- تنگنای عبور روغن

$$C_d = C_{d\infty} \left(1 - e^{-\frac{\lambda}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} \right) \quad (2)$$

ویال و ژانگ^۱ (۲۰۰۰)، ضریب تخلیه را برای تنگناهای ساده با طول‌های مختلف به صورت تجربی تعیین کردند. همچنین وسکو و لپ‌پولیس^۲ (۲۰۰۲) روش دینامیک سیالات محاسباتی را برای محاسبه ضریب تخلیه در شیرهای هیدرولیکی به کار گرفتند. آنها همچنین وابستگی ضریب تخلیه به ریشه‌ی دوم عدد رینولدز را تایید نمودند. وو و همکاران (۲۰۰۲)، بر اساس پژوهش‌های مریت، ضریب تخلیه را برای تنگنای ایجاد شده توسط عضو متحرک سوزنی در شیرهای کنترل جریان مورد بررسی قرار دادند. آنها ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان را برای تنگناهای ایجاد شده توسط عضو متحرک سوزنی، در حدود ۰/۷۵ برآورد نمودند. وو و همکاران (۲۰۰۲) با توسعه‌ی مدل تجربی ارائه شده توسط مریت، به رابطه‌ی (۳) برای تخمین ضریب تخلیه‌ی تنگناهای مختلف در شیرهای هیدرولیکی بر حسب عدد رینولدز دست یافتند:

$$C_d = C_{d\infty} \left(1 + k_1 e^{-\frac{\lambda}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} + k_2 e^{-\frac{\lambda}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} \right) \quad (3)$$

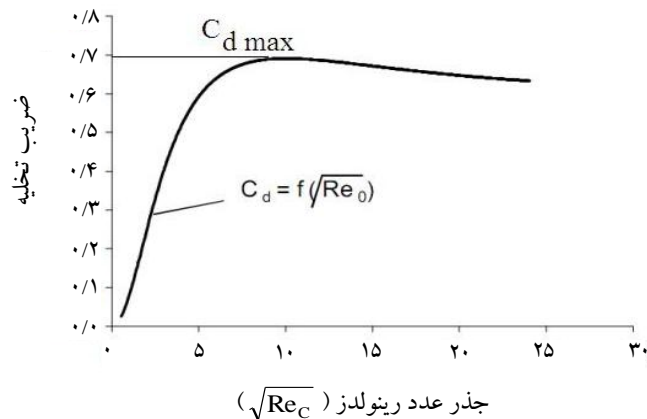
ضرایب k_1 ، k_2 ، λ_1 و λ_2 به نوع جریان روغن و شکل تنگنا بستگی دارند.

در بیشتر شرایط کاری، به دلیل جریان قابل توجه روغن از تنگناهای ایجاد شده در شیرهای کنترل، جریانی عبوری از آنها به صورت آشفته خواهد بود. در شرایطی دیگر که دبی روغن عبوری از شیر کنترل جزئی باشد، روغن به صورت آرام در شیر جریان خواهد داشت (وو و همکاران، ۲۰۰۲).

دبی روغن عبوری در برخی دیگر از شیرهای کنترل هیدرولیکی، مانند شیرهای فرمان و حسگر بار در پمپ‌های جابه‌جایی متغیر، همواره جزئی است؛ از این رو به منظور تعیین دبی روغن عبوری از شیرهای کنترل و در نهایت تحلیل عملکرد مدارهای هیدرولیک، دستیابی به مقدار دقیق ضریب تخلیه در وضعیت‌های کاری مختلف و شرایط متفاوت جریان، ضرورت دارد (وو، ۲۰۰۲). بررسی‌ها نشان می‌دهد که تلاش‌های اولیه برای تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ساده توسط مریت انجام گرفته است (مریت، ۱۹۶۷). او برای یک تنگنای ساده‌ی لبه تیز، ضریب تخلیه را تعیین کرد. منحنی نشان داده شده در شکل ۲ بخشی از نتایج پژوهش‌های مریت را در این زمینه نشان می‌دهد.

مریت بر اساس داده‌های تجربی، رابطه‌ی (۲) را برای تخمین ضریب تخلیه در جریان‌های آرام و آشفته ارائه نمود (مریت، ۱۹۶۷):

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...



شکل ۲- تغییرات ضریب تخلیه تنگنای لبه تیز بر حسب ریشه دوم عدد رینولدز (مریت، ۱۹۶۷؛ وو و همکاران، ۲۰۰۲)

با توجه به ضرورت بیان شده در این مقاله، تعیین ضریب تخلیه برای شیرهای هیدرولیک متداول شامل اسپول و پاپت (مخروطی، کروی و استوانه‌ای) به صورت تجربی در دستور کار قرار می‌گیرد؛ سپس به منظور امکان استفاده از نتایج به دست آمده در مدل‌سازی ریاضی مدارهای هیدرولیک، منحنی برازش شده با داده‌های تجربی هر یک از تنگناها ارائه می‌شود.

با توجه به ضرورت بیان شده در این مقاله، تعیین ضریب تخلیه برای شیرهای هیدرولیک متداول شامل اسپول و پاپت (مخروطی، کروی و استوانه‌ای) به صورت تجربی در دستور کار قرار می‌گیرد؛ سپس به منظور امکان استفاده از نتایج به دست آمده در مدل‌سازی ریاضی مدارهای هیدرولیک، منحنی برازش شده با داده‌های تجربی هر یک از تنگناها ارائه می‌شود.

مواد و روش‌ها

توسعه روابط ریاضی برای تعیین ضریب تخلیه

در این پژوهش، از مدل توسعه یافته‌ی وو برای تعیین ضریب تخلیه‌ی تنگناهای ایجاد شده توسط اسپول و پاپت‌های مخروطی، کروی و استوانه‌ای استفاده می‌شود. به منظور تعیین ضرایب تعریف شده در رابطه‌ی ۳، توجه به منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ ضرورت دارد (شکل ۲).

در جریان‌های با رینولدز پایین، منحنی نشان داده شده در شکل ۲، شامل خطی با شیب λ می‌باشد ($C_d = \lambda \cdot \sqrt{Re}$). از طرفی در جریان‌های با رینولدز بالا، منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ شامل یک مجانب افقی که به اندازه‌ی $C_{d\infty}$ از مبدا فاصله دارد، می‌باشد. مطابق شکل ۲، در حد فاصل دو بخش خطی و افقی منحنی

شیب بخش خطی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ ، برابر با λ در نظر گرفته می‌شود:

$$\left. \frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} \right|_{\sqrt{Re}=\infty} = \lambda \Rightarrow k_1 \lambda_1 \quad k_2 \lambda_2 = \lambda \quad (5)$$

بیشینه‌ی ضریب تخلیه عبارت است از:

$$\left. \frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} \right|_{\sqrt{Re}=\infty} = 0 \Rightarrow k_1 \lambda_1 e^{\frac{\lambda}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_C}} \quad k_2 \lambda_2 e^{\frac{\lambda}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_C}} = 0 \quad (6)$$

با حل هم‌زمان معادلات ۴ تا ۷، ضرایب k_1 ، k_2 ، λ_1 و λ_2 به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$C_{d\max} = C_{d\infty} \left(1 + k_1 e^{\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_c}} + k_2 e^{\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_c}} \right) \quad (7)$$

با هم‌پوشانی‌های مختلف، قطاعی از دایره می‌باشد. بدین ترتیب سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول (A_v) در شیر کنترل جهت به شرح زیر تعیین می‌شود:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda e^{\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_c}}}{\frac{C_{d\max}}{C_{d\infty}} + e^{\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_c}}} \quad (8)$$

$$A_v = \frac{\pi r^2}{2} + r^2 \sin^{-1} \left(\frac{x}{r} - 1 \right) + (x-r) \sqrt{x(2r-x)} \quad (12)$$

$$\lambda_2 = \frac{\lambda e^{\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_c}}}{\frac{C_{d\max}}{C_{d\infty}} + e^{\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_c}}} \quad (9)$$

همچنین در شکل ۳، ساختار شیر کنترل جهت اسپولی با هم‌پوشانی‌های مختلف نشان داده شده است. در شیرهای با هم‌پوشانی صفر، عرض برآمدگی اسپول برابر عرض مجرای شیر می‌باشد. در حالی که در شیرهای با هم‌پوشانی منفی، عرض برآمدگی اسپول کم‌تر از قطر مجرای شیر می‌باشد (آکرز و همکاران، ۲۰۰۶). معمولاً در شیرهای کنترل فشار و شیرهای کنترل جریان شامل جبران‌کننده فشار، حجم سیال عبوری به وسیله‌ی پاپت تنظیم می‌شود (مریت، ۱۹۶۷). به همین منظور در جدول ۱، هندسه‌ی پاپت‌های کروی، مخروطی و سیلندری شکل آمده است. بر اساس هندسه و ساختار تنگناهای نشان داده شده در جدول ۱، سطح مقطع عبور جریان در تنگناهای ایجاد شده توسط آنها محاسبه شده است.

$$k_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \quad (10)$$

$$k_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \quad (11)$$

روش استخراج داده‌های تجربی

به‌منظور تعیین ضریب تخلیه به صورت تجربی، طراحی و ساخت مدار هیدرولیک نشان داده شده در شکل ۴ در دستور کار قرار گرفت. مطابق شکل ۴، از واحد تولید جریان روغن شامل پمپ دنده‌ای، شیر فشارشکن، فیلتر، مخزن و شیر کنترل فشار تناسبی، برای تامین روغن مورد نیاز مدار هیدرولیک استفاده شده است. روغن خروجی پمپ هیدرولیک (واحد تولید جریان روغن) از طریق تنگنای قابل تنظیم (این تنگنا توسط شیرهای کنترل، شامل عضوهای متحرک اسپولی یا پاپتی ایجاد می‌گردد)، حس‌گر دبی و شیر فشارشکن

تعیین سطح مقطع عبور جریان برای تنگناهای مختلف

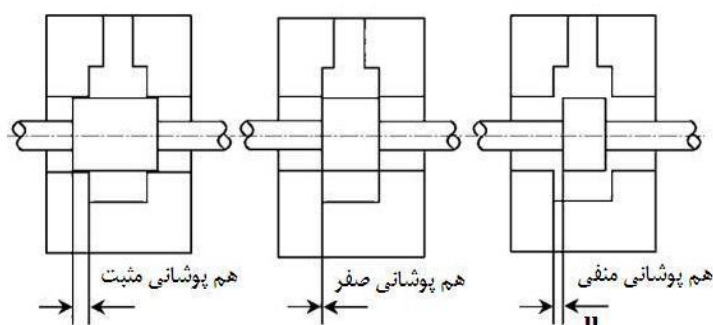
در محاسبه‌ی دبی روغن عبوری از تنگنا (رابطه‌ی ۱)، تعیین سطح مقطع عبور سیال اهمیت ویژه‌ای دارد. برای این منظور، در این بخش، تعیین سطح مقطع عبور جریان در برخی از شیرهای کنترل هیدرولیکی شامل اسپول و پاپت در دستور کار قرار می‌گیرد. تغییر مسیر جریان روغن در بسیاری از شیرهای کنترل جهت به وسیله‌ی اسپول انجام می‌گیرد. کیم و چو^۱ (۱۹۹۱) و بسیاری دیگر از محققان، مقطع عبور روغن در شیرهای کنترل جهت شامل اسپول را به شکل مستطیل در نظر گرفتند. کاهش تعداد معادلات غیرخطی به کار رفته در مدل‌سازی ریاضی مدارهای هیدرولیکی و همچنین ساده‌سازی معادلات حاکم، دلیل این فرض گزارش شده است (وو و همکاران ۲۰۰۳). در حالی که مطابق شکل ۳، تنگنای ایجاد شده در شیر کنترل جهت دارای اسپول

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...

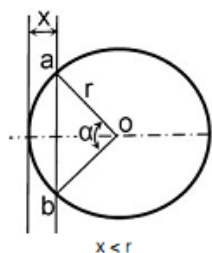
را بر عهده دارد. بدین ترتیب ضریب تخلیه تنگنای ایجاد شده در شیر با جای گذاری دبی روغن عبوری و اختلاف فشار روغن اندازه گیری شده در طرفین شیر، به کمک رابطه‌ی (۱۳) تعیین می‌شود:

$$C_d = \frac{Q_v}{A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}} \quad (13)$$

تناسبی به مخزن هدایت می‌شود. بدین ترتیب امکان تنظیم فشار روغن در بالادست و پایین دست تنگنای قابل تنظیم توسط دو شیر کنترل فشار تناسبی به سادگی فراهم می‌شود. مطابق شکل ۴، اندازه گیری دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم توسط حس گر دبی انجام گرفت. حس گر فشار روغن نیز وظیفه‌ی اندازه گیری اختلاف فشار روغن در بالادست و پایین دست تنگنای قابل تنظیم



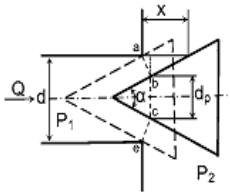
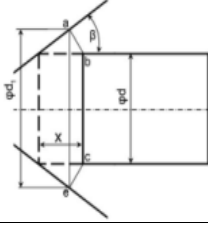
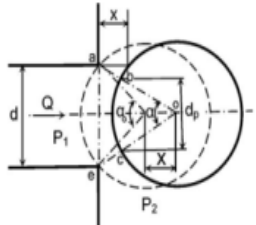
الف- انواع هم پوشانی در شیرهای شامل اسپول



ب- تنگنای ایجاد شده در شیر کنترل جهت اسپولی

شکل ۳- هندسه‌ی مجرا در شیرهای کنترل جهت شامل عضو متحرک اسپولی

جدول ۱- ساختار و سطح مقطع پایت‌های متداول

نوع تنگنا	سطح مقطع عبور جریان
	$A = \pi x \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \left[d - x \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right]$
	$A = \pi x \sin\beta [d + x \sin\beta \cos\beta]$
	$A = \frac{\pi}{2} \left[d + 2r \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right] \frac{d}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} r$

PCK06 ساخت شرکت دوپلوماتیک^۳ ایتالیا در مدار هیدرولیک به کار گرفته می‌شود.

در بخش دوم این مقاله، تعیین دبی روغن عبوری از شیر کنترل جهت، به کمک رابطه‌ی ۱ در دستور کار قرار گرفت. برای این منظور تعیین ضریب تخلیه به روش عددی از رابطه‌ی ۱۷ و محاسبه‌ی سطح مقطع جریان از رابطه‌ی ۱۲ ضرورت دارد. بدین ترتیب با مقایسه‌ی نتایج حاصل از رابطه‌ی ۱ با نتایج تجربی، امکان ارزیابی دو رابطه‌ی ۱۲ و ۱۷ فراهم می‌گردد؛ همچنین مقایسه‌ی نتایج حاصل از روابط ریاضی با نتایج تجربی، برای دو شیر کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیت مشابه، شامل اسپول‌های با هم‌پوشانی صفر و ۰/۲۷mm- (مطابق شکل ۳، u=۰/۲۷mm) انجام گرفت. با توجه به وابستگی دبی روغن عبوری از شیر به موقعیت اسپول و اختلاف فشار روغن، ارزیابی روابط ریاضی در دو مرحله انجام می‌گیرد. در مرحله‌ی اول، اختلاف فشار روغن در

مطابق شکل ۴، برای تعیین تجربی ضریب تخلیه‌ی تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، از شیر کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیت با هم‌پوشانی صفر استفاده می‌شود (عدد شناسایی: DH0144، ساخت شرکت اتوس^۱). همچنین تنگنای حاصل از وجود عضو متحرک مخروطی، به وسیله‌ی شیر کنترل جریان شماره‌ی GFG2PKC3 ساخت شرکت پارکر^۲، ایجاد می‌گردد. شیر فشارشکن یک مرحله‌ای شامل عضو متحرک کروی با شماره‌ی شناسایی VB064 ساخت شرکت پارکر نیز برای تعیین ضریب تخلیه تنگنای ایجاد شده توسط عضو کروی استفاده می‌شود. در نهایت به منظور ایجاد تنگنای حاصل از وجود عضو متحرک استوانه‌ای، شیر فشارشکن کارتریجی با شماره‌ی

3- Duplomatic

1- Atos
2-Parker

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...

$$C_d = 0.6229(1 - 4/27.03e^{-0.3661\sqrt{Re}} \dots \quad (17)$$

$$+ 3/1995e^{-0.366\sqrt{Re}})$$

بر اساس رابطه‌ی ۱۷ ضرایب تعریف شده در قسمت مواد و روش‌ها برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، به دست می‌آیند (جدول ۲). مطابق جدول ۲، ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در حدود ۰/۶۲۲۹ و شیب بخش خطی نمودار $C_d - \sqrt{Re}$ ، برابر ۰/۲۲۲ تعیین می‌شود. این نتیجه به ویژه با نتایج مریت و وو برای تنگناهای لبه تیز مطابقت دارد (مریت، ۱۹۶۷؛ وو و همکاران، ۲۰۰۲). بدین ترتیب تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در شیرهای کنترل جهت را می‌توان تنگنایی با لبه تیز در نظر گرفت.

مطابق شکل ۵، با افزایش ریشه‌ی دوم عدد رینولدز، ضریب تخلیه در مرحله‌ی اول به صورت خطی افزایش می‌یابد. سپس با افزایش بیش‌تر عدد رینولدز، منحنی نشان داده شده در شکل ۵ به صورت افقی ادامه می‌یابد. منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ برازش شده با داده‌های تجربی هر یک از تنگناهای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک مخروطی، کروی و سیلندری نیز به ترتیب در شکل‌های ۶، ۷ و ۸ نشان داده شده است.

دو طرف شیر کنترل جهت در حدود ۳/۵MPa تنظیم شد. سپس در این شرایط، روند تغییرات دبی روغن عبوری (نتایج تجربی و ریاضی) تحت تاثیر جابه‌جایی اسپول مورد بررسی قرار گرفت. در مرحله‌ی دوم، با تثبیت اسپول در موقعیت ۰/۶ میلی‌متری (نسبت به وضعیت خلاص)، دبی روغن عبوری از شیر بر حسب اختلاف فشار روغن اندازه‌گیری و با نتایج حاصل از روابط ریاضی مقایسه گردید.

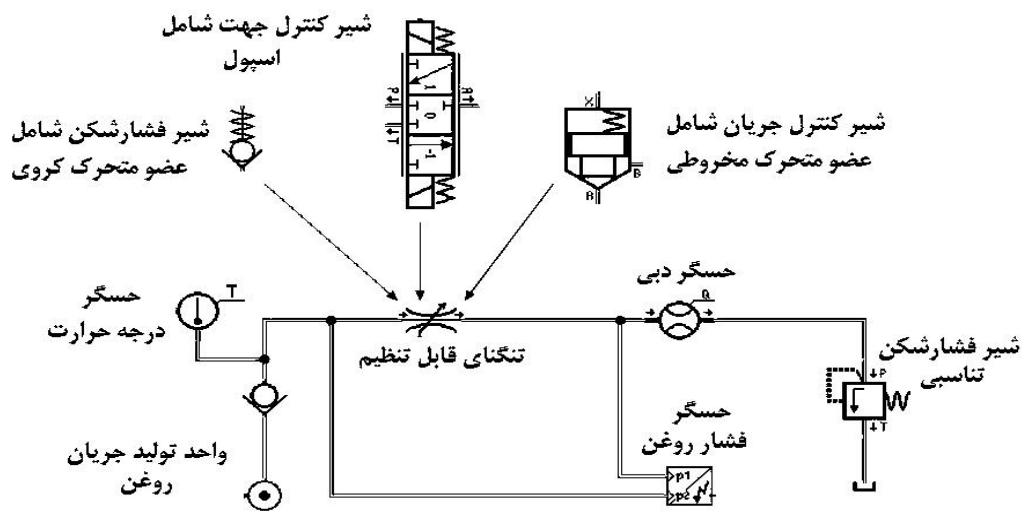
نتایج و بحث

در شکل ۵، منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ برازش شده با داده‌های تجربی حاصل از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، شیر کنترل جهت تحت شرایط مختلف جریان نمایش داده شده است. در زیر معادله‌ی منحنی برازش شده با نتایج تجربی نشان داده شده در شکل ۵ آمده است:

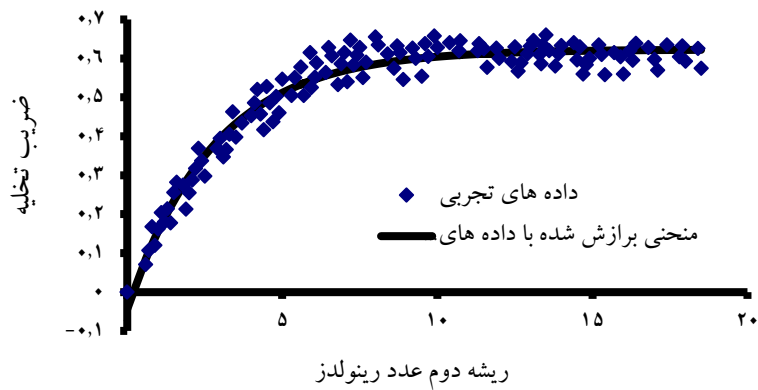
$$C_d = 0.6229 - 2/66e^{-0.3661\sqrt{Re}} + \quad (16)$$

$$1/993e^{-0.366\sqrt{Re}}$$

رابطه‌ی ۱۶ به صورت زیر (رابطه‌ی ۱۷) نیز بازنویسی می‌شود:



شکل ۴: مدار هیدرولیک برای ارزیابی تجربی ضریب تخلیه در تنگنای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک پاپتی و اسپولی

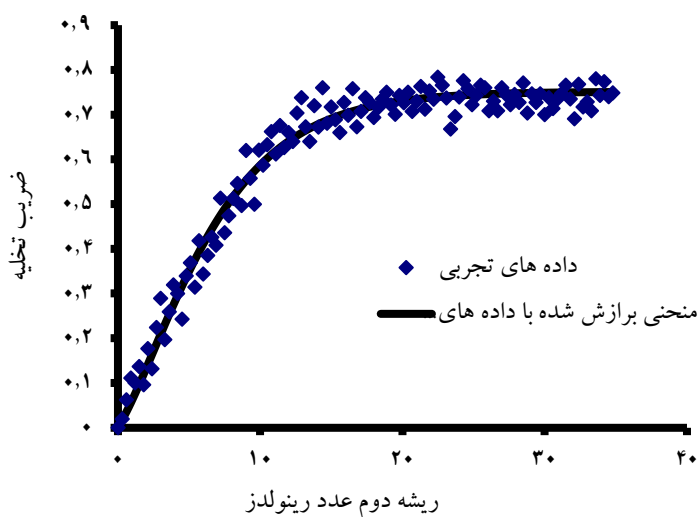


شکل ۵- ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول

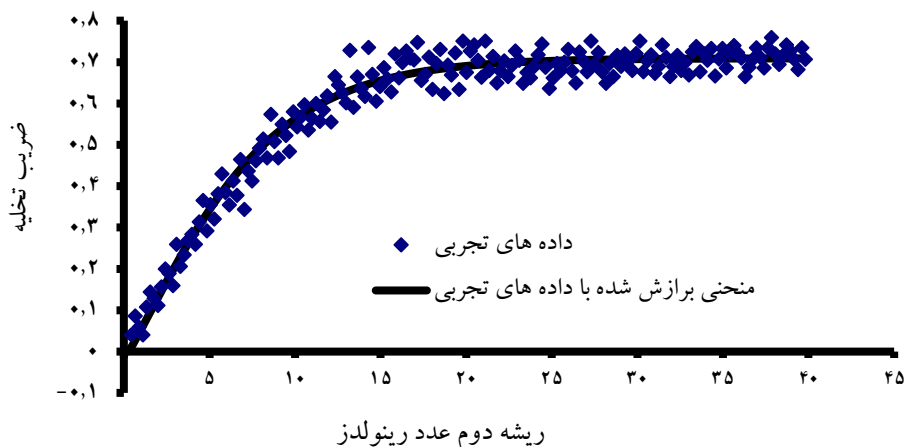
جدول ۲- ضرایب ثابت برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول

کمیت	$C_{d\infty}$	λ	k_1	k_2
مقدار	۰/۶۲۲۹	۰/۲۲۲۷	۰/۲۲۶۷	۰/۲۲۷۹
کمیت	C_{dm}	$\sqrt{Re_{max}}$	k_1	k_2
مقدار	-	-	-۴/۲۷۰۳	۳/۱۹۹۵

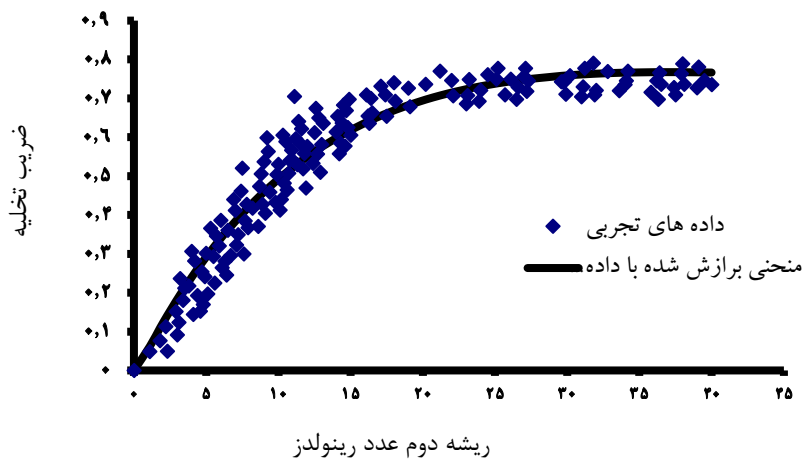
مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...



شکل ۶- ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط پابت مخروطی



شکل ۷- ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط پابت کروی



شکل ۸- ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط پابت استوانه‌ای

به طور مشابه، منحنی‌های نشان داده شده در شکل‌های ۶، ۷ و ۸ نیز شامل دو قسمت خطی و افقی می‌باشند. معادله منحنی‌های برازش شده $C_d - \sqrt{Re}$ برای سه نوع تنگنای پاپتی در جدول ۳ آمده است. به طور مشابه، بر اساس روابط بیان شده در جدول ۳، ضرایب تعریف شده در قسمت مواد و روش‌ها، برای هر یک از تنگناهای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک پاپتی محاسبه می‌شوند (جدول ۴). مقایسه‌ی نتایج به دست آمده در جدول ۴ نشان می‌دهد که شیب بخش خطی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ و همچنین ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان برای تنگناهای مختلف متفاوت بوده و بستگی به هندسه‌ی تنگنا دارد. بر اساس آنچه که در جدول ۴ مشاهده می‌گردد، شیب بخش خطی منحنی

برای تنگنای ایجاد شده توسط عضو متحرک مخروطی از شیب منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ برای دو تنگنای دیگر کمتر است. به عبارت دیگر نوع جریان عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط پاپت کروی، در محدوده‌ی بیشتری از ریشه‌ی دوم عدد رینولدز، آرام خواهد بود. از طرفی ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان برای شیر شامل عضو متحرکی مخروطی، از سایر تنگناهای پاپتی دیگر بیشتر است. از این رو تحت شرایط مشابه (دبی روغن عبوری یکسان و سطح مقطع برابر)، تنگنای ایجاد شده توسط عضو متحرک مخروطی افت فشار کم‌تری را در برابر جریان روغن نسبت به دو تنگنای دیگر به وجود می‌آورد.

جدول ۳- معادله‌های برازش شده با داده‌های تجربی حاصل از سه نوع تنگنای پاپتی متفاوت

نوع پاپت	منحنی برازش شده با داده‌های تجربی
مخروطی	$C_d = 0.7511 \left[1 + 37/46 e^{-0.2609\sqrt{Re}} \right] + 38/46 e^{-0.2559\sqrt{Re}}$
کروی	$C_d = 0.7091 \left[1 + 78/338 e^{-0.2569\sqrt{Re}} \right] + 79/36 e^{-0.2568\sqrt{Re}}$
استوانه‌ای	$C_d = 0.6823 \left[1 + 42/94 e^{-0.5493\sqrt{Re}} \right] + 43/96 e^{-0.5617\sqrt{Re}}$

جدول ۴- ضرایب ثابت برای تنگنای ایجاد شده توسط سه نوع پاپت

کمیت	نوع پاپت		
	مخروطی	کروی	سیلندری
$C_{d\infty}$	۰/۷۵۱۱	۰/۷۰۹۱	۰/۶۸۲۳
λ	۰/۰۵۱۵	۰/۰۶۴۵	۰/۰۷۴۶
λ_1	۰/۱۹۵۹	۰/۱۸۲۱	۰/۰۳۷۴
λ_2	۰/۱۹۲۲	۰/۱۸۰۶	۰/۰۳۸۳
C_{dm}	-	-	-
\sqrt{Re}_C	-	-	-
k_1	۳۷/۴۶	۷۸/۳۳۸	۴۲/۹۴
k_2	۳۸/۴۶	۷۹/۳۶	۴۳/۹۶

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...

از مقایسه‌ی دو جدول ۲ و ۴، نتایج زیر حاصل می‌شود:
- شیب بخش خطی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، از شیب بخش خطی این منحنی برای تنگناهای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک پاپتی بیش‌تر است. به عبارت بهتر، نوع جریان عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، در گستره‌ی بیشتری از ریشه‌ی دوم عدد رینولدز، آشفته خواهد بود.

- ضریب تخلیه در حالت آشفته‌ی جریان برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول نسبت به تنگناهای شامل عضو متحرک پاپتی، کمتر است. بدین ترتیب در شرایط کاری مشابه (دبی روغن عبوری یکسان و سطح مقطع برابر)، تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، افت فشار بیش‌تری در برابر جریان نسبت به تنگناهای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک پاپتی ایجاد می‌کند. در ادامه، به منظور ارزیابی رابط‌ی ۱۷، دبی روغن عبوری از شیر کنترل جهت (شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی) به صورت تجربی اندازه‌گیری و با نتایج حاصل از روابط ریاضی (رابط‌ی ۱) مقایسه می‌شود.

در شکل ۹، روند تغییرات دبی روغن عبوری (نتایج تجربی و ریاضی) از شیر کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیته دارای اسپول با هم‌پوشانی صفر، تحت تاثیر جابه‌جایی اسپول (در شرایطی که اختلاف فشار روغن در دوسوی شیر در حدود $3/5 \text{ MPa}$ تنظیم شده است) مشاهده می‌گردد. مطابق شکل ۹، با حرکت اسپول (نسبت به موقعیت اولیه)، انطباق دبی روغن اندازه‌گیری شده با نتایج حاصل از روابط ریاضی افزایش می‌یابد. عدم انطباق نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی در ابتدای حرکت اسپول، به دلیل نشت روغن از لقی شیر (حد فاصل اسپول و پوسته‌ی ثابت آن) گزارش می‌شود. بر اساس رابط‌ی ۱۲، سطح مقطع عبور جریان در وضعیت خلاص شیر کنترل جهت شامل اسپول، برابر صفر است. از طرفی، در عمل امکان هدایت جزئی روغن از حد فاصل اسپول و پوسته‌ی ثابت آن (در وضعیت خلاص شیر) وجود دارد. در شکل ۱۰، روند تغییرات

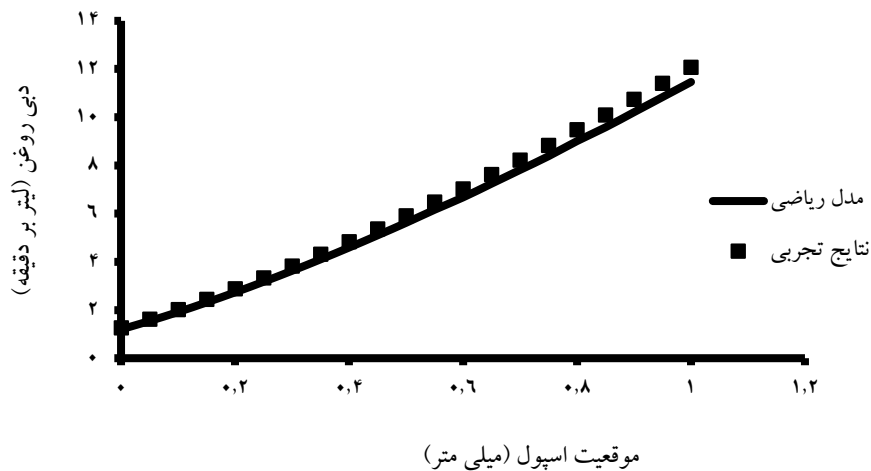
دبی روغن عبوری (نتایج تجربی و ریاضی) از شیر کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر تحت تاثیر اختلاف فشار روغن (در حالتی که اسپول در موقعیت $0/6$ میلی‌متری قرار دارد)، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۰، با افزایش اختلاف فشار روغن در طرفین شیر، دبی روغن عبوری از شیر کنترل جهت افزایش می‌یابد. اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل ریاضی در شکل ۱۰، با افزایش اختلاف فشار روغن در دو طرف شیر کنترل جهت، به دلیل افزایش نشت روغن بین مجاری هم‌جوار، بیش‌تر می‌شود.

به‌طور مشابه در شکل ۱۱، روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل جهت دارای اسپول با هم‌پوشانی $0/27 \text{ mm}$ (در شرایطی که اختلاف فشار روغن در دو طرف شیر در حدود $3/5 \text{ MPa}$ تنظیم شده است)، مشاهده می‌گردد.

مطابق شکل ۱۱، با حرکت بیش‌تر اسپول، اختلاف بین نتایج تجربی با نتایج حاصل از مدل ریاضی، به دلیل افزایش نشت روغن بین مجاری هم‌جوار شیر (کاهش سطح آب‌بندی در شیر در اثر وجود هم‌پوشانی منفی و کاهش طول برآمدگی اسپول)، افزایش می‌یابد. مقایسه دو شکل ۹ و ۱۱ نشان می‌دهد که انطباق نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی (در مجاورت موقعیت اولیه‌ی اسپول)، در شیر کنترل جهت با هم‌پوشانی $0/27 \text{ mm}$ ، نسبت به شیر با هم‌پوشانی صفر بیش‌تر است. دلیل انطباق بیش‌تر نتایج تجربی با نتایج مدل ریاضی در شیر کنترل جهت با هم‌پوشانی $0/27 \text{ mm}$ ، محاسبه‌ی دقیق‌تر سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول به کمک رابط‌ی ۱۲ می‌باشد. روند تغییرات دبی روغن عبوری (نتایج تجربی و ریاضی) از شیر کنترل جهت با هم‌پوشانی $0/27 \text{ mm}$ بر حسب اختلاف فشار روغن، در حالتی که اسپول در حدود $0/6$ میلی‌متر از موقعیت اولیه فاصله دارد، در شکل ۱۲ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۲، با افزایش اختلاف فشار روغن در دو طرف شیر کنترل جهت شامل

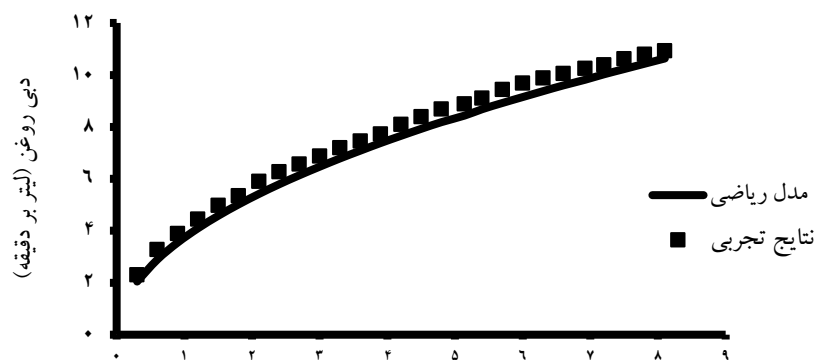
اسپول با هم پوشانی منفی، حجم روغن عبوری از شیر در واحد زمان افزایش می‌یابد. مقایسه‌ی نتایج به‌دست آمده در دو شکل ۱۰ و ۱۲ نشان می‌دهد که منحنی $Q_v - \Delta P$ شیر کنترل جهت با هم پوشانی منفی، دارای شیبی بیش‌تر از شیر با هم پوشانی صفر می‌باشد. به عبارت دیگر شیر کنترل جهت با هم پوشانی صفر، حساسیت کم‌تری به تغییر فشار روغن در دو طرف شیر نشان می‌دهد. همچنین مقایسه دو شکل ۱۰ و ۱۲ نشان می‌دهد که انطباق نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی، در مدل ریاضی در شکل ۱۲ نسبت به شکل ۱۰ ضعیف‌تر است.

اسپول با هم پوشانی منفی، حجم روغن عبوری از شیر در واحد زمان افزایش می‌یابد. مقایسه‌ی نتایج به‌دست آمده در دو شکل ۱۰ و ۱۲ نشان می‌دهد که منحنی $Q_v - \Delta P$ شیر کنترل جهت با هم پوشانی منفی، دارای شیبی بیش‌تر از شیر با هم پوشانی صفر می‌باشد. به عبارت دیگر شیر کنترل جهت با هم پوشانی صفر، حساسیت کم‌تری به تغییر فشار روغن در دو طرف شیر نشان می‌دهد. همچنین مقایسه دو شکل ۱۰ و ۱۲ نشان می‌دهد که انطباق نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی، در



شکل ۱۱- تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل جهت دارای اسپول با هم پوشانی ۰/۲۲- میلی‌متر بر حسب موقعیت اسپول ($\Delta P = 3/5 MPa$)

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...



اختلاف فشار روغن (MPa)

شکل ۱۲- تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل جهت دارای اسپول با هم پوشانی ۰/۲۷-
میلی متر بر حسب اختلاف فشار روغن $x = ۰/۶$ میلی متر

نتیجه گیری

در اغلب پژوهش‌ها ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده توسط عضو متحرک در شیرهای هیدرولیک، عدد ثابتی در نظر گرفته می‌شود؛ در حالی که در شیرهای فرمان که حجم روغن عبوری از آنها جزئی است، ضریب تخلیه به عدد رینولدز وابسته است و از این رو به منظور مدل‌سازی دقیق ریاضی و طراحی مطلوب سامانه‌های هیدرولیک، تعیین ضریب تخلیه و سطح مقطع تنگنای ایجاد شده در شیرهای کنترل اهمیت ویژه‌ای دارد؛ به همین منظور در این مقاله، ضریب تخلیه‌ی تنگناهای ایجاد شده توسط اسپول و سه نوع پاپت متداول در شیرهای هیدرولیک به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت؛ سپس بر اساس داده‌های تجربی، منحنی برازش شده‌ی ضریب تخلیه بر حسب ریشه‌ی دوم عدد رینولدز برای چهار نوع تنگنای ایجاد شده توسط عضوهای متحرک اسپولی، مخروطی، کروی و

استوانه‌ای استخراج گردید. نتایج زیر از ارزیابی منحنی‌های برازش شده با داده‌های تجربی حاصل شد:

- ضریب تخلیه در شرایط آشفته جریان برای چهار نوع تنگنا، مستقل از عدد رینولدز است.

- در شرایط آرام جریان روغن عبوری از چهار نوع تنگنا، ضریب تخلیه به طور خطی با ریشه‌ی دوم عدد رینولدز تغییر می‌کند.

- ضریب تخلیه در شرایط جریان آشفته برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول نسبت به تنگناهای شامل عضوهای متحرک پاپتی، کم‌تر است.

- شیب بخش خطی منحنی ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول نسبت به تنگناهای شامل عضوهای متحرک پاپتی بیش‌تر است.

منابع

- 1- Akers, A., Gassman, M., and Smith, R. 2006. Hydraulic Power System Analysis. Taylor and Francis Group.
- 2- Kim, S. D., and Cho, H. S. 1991. A suboptimal controller design method for the energy efficiency of a load-sensing hydraulic servo system. Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control, 113: 487-493.
- 5- McCoy, D., and Martin, H.R. 1980. Control of Fluid Power: Analysis and Design. John Wiley & Sons.
- 6- Merritt, H.E., 1967. Hydraulic Control Systems. John Wiley and Sons.
- 7- Vescovo, G. D., and Lippolis, A. 2002. Flow forces analysis on a four-way valve. Proceedings of the 2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power, Italy, 3-5 July.
- 8- Viall, E. and Zhang, Q. 2000. Spool Valve Discharge Coefficient Determination. Proceedings of the 48th National Conference on Fluid Power, Milwaukee, Wisconsin, USA, 27-30 June.
- 9- Wu, D. 2002. Steady state analysis of the load sensing systems. Proceedings of the 2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power, Modena, Italy, 3-5 July.

مینایی و همکاران: تعیین ضریب تخلیه در تنگناهای ایجاد شده...

- 10- Wu, D., Burton, R., and Schoenau, G. 2002. An empirical discharge coefficient model for orifice flow. *International Journal of Fluid Power*, 3(3): 86-91.
- 11- Wu, D., Burton, R., Schoenau, G., and Bitner, D. 2003. Modeling of orifice flow rate at very small openings, *International Journal of Fluid Power*, 4(1): 32-41.