

# ارزیابی عملکرد پمپ پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی در حالت پایا

پژمان نیک اندیش\*  
 استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، ایران، nikandish@jstu.ac.ir

## چکیده

به منظور بهبود کارایی مدارهای هیدرولیکی، تغییر حجم جابجایی پمپ و دبی خروجی از آن بر اساس بار وارد بر عملگر، ضرورت دارد. بکارگیری سوپاپ کنترل جابجایی در کنار پمپ دبی متغیر، امکان انطباق دبی روغن خروجی پمپ با بار وارد بر عملگرهای هیدرولیک را فراهم می‌کند. در این مقاله، در ابتدای کار، روابط ریاضی حاکم بر پمپ دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی ارائه می‌گردد. سپس، به منظور تعیین متغیرهای پمپ هیدرولیکی، حل روابط ریاضی حاکم بر آن، در سه وضعیت کاری سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در حالت پایا انجام گرفت. همچنین، تاثیر بار وارد بر محور موتور هیدرولیکی و سطح مقطع روزنه‌ی سوپاپ کنترل جریان در حد فاصل پمپ و موتور بر متغیرهای حالت مدار مورد بررسی قرار گرفت. هم‌خوانی مناسب نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در حالت پایا و وضعیت‌های کاری مختلف سوپاپ کنترل جابجایی، درستی روابط ریاضی حاکم بر مدار هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی متغیر را تایید کرد.

**واژه‌های کلیدی:** پمپ دبی متغیر، مدل ریاضی، حجم جابجایی، روزنه، سوپاپ کنترل جابجایی، حالت پایا.

## Performance Evaluation of Variable Flow Axial Piston Pump with Displacement Control Valve in Steady State Conditions

P. Nikandish

Department of Mechanical Engineering, Jundi Shapur University of Technology, Dezful, Iran

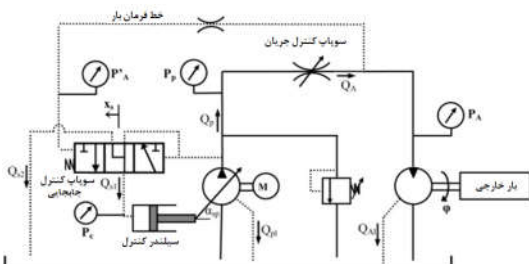
### Abstract

In order to improve the efficiency of hydraulic circuits, it is necessary to change the displacement volume of the pump and its output flow based on the load on the actuator. The use of a displacement control valve next to a variable flow pump makes it possible for the pump output oil flow to adapt to the load on the hydraulic actuators. In this paper, first of all, the mathematical relationships governing the variable flow pump with the displacement control valve are presented. Then, in order to determine the variables of the hydraulic pump in steady-state conditions, the mathematical relations governing it are solved in three working positions of the pump displacement control valve. Also, the effect of the load on the hydraulic motor shaft and the cross-sectional area of the flow control valve between the pump and the motor on the circuit state variables was investigated. The appropriate closeness of the experimental results with the results of solving mathematical relations in steady-state conditions and different working conditions of the displacement control valve confirmed the correctness of the mathematical relations governing the hydraulic circuit including variable displacement pump with control valve and variable displacement motor.

**Keywords:** Variable Flow Pump, Mathematical Model, Displacement Volume, Orifice, Displacement Control Valve, Steady-state.

## ۱- مقدمه

فشار روغن در مدارهای هیدرولیکی به روش‌های مختلفی تنظیم و کنترل می‌شود، که یکی از این روش‌ها، استفاده از پمپ‌های جابجایی متغیر برای تطبیق دبی روغن خروجی پمپ با حجم روغن مورد نیاز عملگرهای هیدرولیک می‌باشد. در نمونه‌ای از پمپ‌های دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی، حجم روغن خروجی پمپ بر اساس اختلاف فشار روغن در مجاری ورودی و خروجی عملگر هیدرولیک و خروجی پمپ تغییر می‌کند [۱]. در شکل ۱، ساختار مدار هیدرولیکی شامل پمپ پیستونی دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی و موتور هیدرولیکی جابجایی ثابت، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱، برای تغییر زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی بادامکی پمپ پیستونی، روغن توسط سوپاپ کنترل، از مجرای خروجی پمپ دریافت می‌گردد. در این مدار هیدرولیک، دبی روغن ارسالی به موتور توسط سوپاپ کنترل جریان بدون جبران‌کننده‌ی فشار تنظیم می‌شود [۲]. در شکل ۲ نیز ساختار درونی سوپاپ کنترل جابجایی پمپ نشان داده شده است. سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، یک سوپاپ کنترل جهت سه دهانه‌ی دو وضعیت‌ه شامل دو محفظه‌ی فرمان می‌باشد.



شکل ۱- مدار هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی ثابت

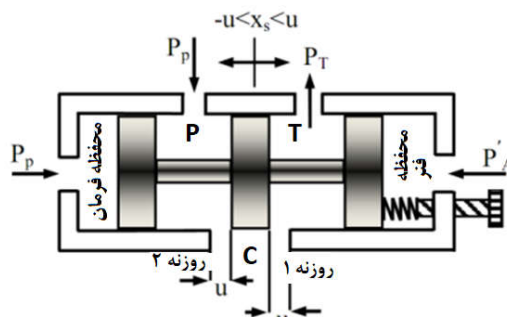
مطابق شکل ۲، یکی از محفظه‌های فرمان سوپاپ کنترل جابجایی پمپ به طور مستقیم به مجرای خروجی پمپ و محفظه‌ی فرمان دیگر آن، به مجرای ورودی موتور راه دارد [۳]. بدین ترتیب، امکان تغییر حجم جابجایی پمپ (حجم روغن خروجی از پمپ به ازای یک دور چرخش کامل محور ورودی) تحت تاثیر فشار روغن در مجرای خروجی آن و فشار روغن در مجرای ورودی به موتور هیدرولیک فراهم می‌گردد.

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: nikandish@jstu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۲۰/۲/۲۰

تاریخ پذیرش: ۲۰/۹/۲۷

از این رو، سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، بر اساس فشار روغن ناشی از بار وارد بر عملگر هیدرولیک و فشار روغن در مجرای خروجی پمپ تغییر وضعیت می‌یابد [۴]. بر اساس شکل ۲، وضعیت‌های کاری این مدار هیدرولیکی، بر اساس موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ پیستون محوری تعریف می‌گردند. در هر وضعیت کاری سوپاپ کنترل جابجایی، عملکرد پمپ و مدار هیدرولیک متفاوت خواهد بود [۵]. از این رو، مدار هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری دبی متغیر دارای سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی ثابت نیز در سه وضعیت متفاوت شامل وضعیت‌های O (حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده  $-u < x_s < u$  و امکان هدایت روغن به سیلندر کنترل پمپ و خروج روغن از آن)، a (حرکت جزء متحرک سوپاپ برای ایجاد ارتباط بین خروجی پمپ و مجرای مرتبط با سیلندر کنترل،  $x_s > u$ ) و b (حرکت جزء متحرک سوپاپ برای ایجاد ارتباط بین سیلندر کنترل و مخزن،  $x_s < -u$ ) می‌باشد.



شکل ۲- ساختار درونی سوپاپ کنترل جابجایی

در پمپ‌های دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی، افزایش بار وارد بر جزء متحرک عملگر هیدرولیک، موجب افزایش حجم روغن ارسالی به عملگر می‌گردد [۲]. مطابق شکل‌های ۱ و ۲، اعمال فشار روغن عبوری از سوپاپ کنترل جابجایی بر سطح موثر جزء متحرک سیلندر کنترل، موجب تغییر زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ و در نهایت، تغییر حجم جابه‌جایی پمپ، می‌گردد [۳]. امروزه، روغن مورد نیاز عملگرهای هیدرولیک در بسیاری از ماشین‌های متحرک توسط پمپ‌های پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی تامین می‌گردد [۱]. از این رو، به منظور طراحی، بهینه‌سازی مصرف انرژی، کنترل و ارزیابی عملکرد سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی در ساختار ماشین‌های متحرک، تحلیل عملکرد پمپ پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی در حالت پایا، ضرورت دارد [۲، ۳ و ۵].

بررسی‌ها نشان می‌دهد که تا سال ۲۰۰۲، پژوهشی در خصوص تحلیل عملکرد و مدل‌سازی ریاضی پمپ پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی، به ثبت نرسیده است [۴]. وو و همکاران [۵]، در پژوهشی، عملکرد پمپ دبی متغیر دارای سوپاپ کنترل جابجایی را در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی مورد بررسی قرار دادند. بررسی نتایج آنها نشان داد که با افزایش بار وارد بر موتور هیدرولیک، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ برای غلبه بر بار مقاوم افزایش می‌یابد. کویی و همکاران [۶]، نیز تاثیر کمیت‌های مختلف هندسی و

هیدرولیکی را بر روی عملکرد دینامیکی یک پمپ جابجایی متغیر شامل سنجش‌گر بار مورد بررسی و مطالعه قرار دادند. در این پژوهش، بر اساس نتایج حاصل، اصلاح و بهینه‌سازی پمپ پیستونی مذکور انجام گرفت. بررسی‌های آنها نشان داد که در مقایسه با پمپ اولیه، زمان پاسخ و فراجش جریان روغن خروجی پمپ اصلاح شده، به ترتیب، ۳۳/۴ درصد و ۸/۹ درصد کاهش می‌یابد. همچنین، موسلات و همکاران [۷]، یک مدل ریاضی برای تخمین تلفات مکانیکی در موتورهای پمپ‌های پیستون محوری جابجایی متغیر ارائه دادند. کاسولی و همکاران [۸]، نیز یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی یک پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر در ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک ارائه کردند. بررسی‌های آنها نشان داد که با طراحی یک کنترل‌کننده بر اساس مدل ریاضی ارائه شده، امکان کاهش دامنه‌ی نوسانات فشار در مجرای خروجی پمپ به طور قابل توجهی وجود دارد. در ضمن، هانگ و همکاران [۹]، به منظور کاهش نوسانات جریان روغن خروجی از یک پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر، بهینه‌سازی هندسه‌ی شیرهای مستهلک‌کننده بر روی صفحه‌ی مرتبط با مجاری و ورودی و خروجی پمپ را در دستور کار قرار دادند. آنها دریافتند که با تغییر هندسه‌ی شیرهای مستهلک‌کننده، دامنه‌ی نوسانات فشار روغن خروجی پمپ به میزان ۱۴/۶ درصد کاهش می‌یابد. جیان سن و همکاران [۱۰]، با آرایه‌ی یک مدل ریاضی، تحلیل سینماتیکی یک پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر را در دستور کار قرار دادند. بررسی‌های آنها نشان داد که زاویه‌ی تمایل صفحه کنترل جابجایی پمپ، زاویه‌ی استقرار پیستون‌ها، تاثیر قابل توجهی بر دامنه‌ی نوسانات جابجایی پمپ، سرعت و شتاب حرکت پیستون‌ها دارند. از سوی دیگر، موندال و همکاران [۲]، طراحی، شبیه‌سازی و ارزیابی عملکرد جبران‌کننده‌ی فشار به کار رفته در ساختار درونی یک پمپ پیستونی را به منظور کاهش نوسانات فشار روغن در مجرای خروجی، انجام دادند. در این پژوهش، انطباق قابل قبول نتایج حاصل از شبیه‌سازی رایانه‌ای با نتایج تجربی گزارش گردید. در نهایت، زونگ و همکاران [۱۱]، تاثیر پارامترهای مختلف هندسی پمپ پیستونی شامل سوپاپ کنترل جابجایی را بر روی راندمان پمپ و مشخصه‌های جریان روغن خروجی بررسی کردند. آنها دریافتند که با کاهش قطر روزنه‌ها در ساختار سوپاپ کنترل، دامنه‌ی نوسانات جریان روغن خروجی پمپ به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد.

بررسی پژوهش‌های مختلف نشان می‌دهد که تمرکز اصلی محققان مختلف در سال‌های اخیر بر روی نوسانات فشار و دبی روغن خروجی از پمپ هیدرولیک و راندمان آنها بوده و کمتر به عکس‌العمل پمپ (تغییر حجم جابجایی) به تغییر بار وارد بر جزء متحرک عملگر و تغییر سطح مقطع عبور جریان روغن در سوپاپ‌های کنترل، که تاثیر قابل توجهی بر راندمان یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی دارند، توجه شده است. همچنین، در مدل‌های ریاضی ارائه شده برای پمپ پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی در پژوهش‌های گذشته، از جرم جزء متحرک سوپاپ‌ها، میرایی سوپاپ‌ها، تراکم‌پذیری روغن، نشت روغن و خط خط فرمان، صرف‌نظر شده است. از این رو، در این مقاله، ضمن در نظر گرفتن جرم جزء متحرک سوپاپ‌ها، میرایی سوپاپ‌ها، تراکم‌پذیری روغن، نشت روغن و خط خط فرمان در ساختار سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۱، برای نخستین بار،

بر این اساس، متغیرهای مدار هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری دبی متغیر دارای سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی ثابت (شکل ۱)، عبارتند از: موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی ( $x_s$ )، فشار روغن در خروجی پمپ ( $P_p$ )، فشار روغن در ورودی سیلندر کنترل جابجایی پمپ ( $P_c$ )، فشار روغن در ورودی موتور ( $P_A$ )، سرعت حرکت جزء متحرک موتور ( $\dot{\phi}_A$ ) و زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل جابجایی پمپ ( $\alpha_{sp}$ ). از این رو، مجموعه روابط ریاضی حاکم بر مدار هیدرولیکی در حالت پایا به شرح به دست می‌آید:

- معادله‌ی حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در حالت پایا:

$$(P_p - P'_A)A_s + F_x - K_s x_s - F_{s0} = 0 \quad (11)$$

- معادله‌ی حرکت پمپ پیستون محوری در حالت پایا:

$$K_{sp1}\alpha_{sp} = -P_c A_c R_c + K_{sp2}P_p + K_{sp3}P_p \alpha_{sp} + T_{sp} \quad (12)$$

- معادله‌ی پیوستگی جریان در سیلندر کنترل جابجایی پمپ در حالت پایا:

$$Q_{s1} = Q_{s2} \quad (13)$$

- معادله‌ی پیوستگی جریان در خط انتقال سیال میان پمپ جابجایی متغیر و موتور جابجایی ثابت تحت حالت پایا:

$$Q_p - Q_{pL} - Q_A = 0 \quad (14)$$

$$Q_p = \frac{N_A R_p \tan \alpha_{sp}}{\pi} - Q_{s1} \quad (15)$$

$$Q_{pL} = C_{pL} P_p \quad (16)$$

- رابطه‌ی پیوستگی جریان در خط فرمان مرتبط با محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جابجایی تحت حالت پایا:

$$P_A = P'_A \quad (17)$$

- رابطه‌ی پیوستگی جریان در ورودی موتور در حالت پایا:

$$Q_A - Q_{AL} - D_A \dot{\phi}_A = 0 \quad (18)$$

- معادله‌ی حرکت موتور جابجایی ثابت تحت حالت پایا:

$$D_A P_A - B_A \dot{\phi}_A - T_A = 0 \quad (19)$$

اکنون، در سه وضعیت کاری سوپاپ کنترل جابجایی، حل هم‌زمان معادلات ریاضی حاکم بر مدار هیدرولیکی در حالت پایا، انجام می‌شود.

- **حل روابط ریاضی در وضعیت ۵:** مطابق شکل ۱، در وضعیت ۵، سیلندر جابجایی پمپ، از طریق دو روزه‌ی (۱) و (۲)، به مجرای خروجی پمپ و مخزن مرتبط می‌گردد. در وضعیت ۵ و تحت حالت پایا، دبی روغن عبوری از دو روزه‌ی (۱) و (۲) در سوپاپ کنترل جابجایی برابر خواهند بود (رابطه‌ی ۱۳). از این رو، با جای‌گذاری روابط (۱) و (۲) در رابطه‌ی (۱۳)، ارتباط بین فشار روغن در خروجی پمپ و سیلندر کنترل در وضعیت ۵، با تعریف نسبت بدون بعد سطح مقطع روزه‌های سوپاپ کنترل جابجایی (نسبت سطح روزه‌ی ۲ به سطح روزه‌ی ۱) به شرح زیر به دست می‌آید:

$$P_p = P_c \left[ 1 + \bar{A}_s^2 \right] \quad (20)$$

با بازنویسی روابط بقای اندازه حرکت برای دو محفظه‌ی سوپاپ کنترل جابجایی، نیروی وارد بر سطح موثر جزء متحرک آن در اثر جریان سیال، در وضعیت کاری ۵، تعیین می‌شود:

$$F_x = -\rho L (K_{q1} + K_{q2}) \dot{x}_s - \rho L K_{c1} (\dot{P}_p - \dot{P}_c) - \quad (21)$$

$$(K_{f1} - K_{f2}) x_s - K_{f1} (P_p - P_c) +$$

$$K_{f2} P_c - \rho L K_{c2} \dot{P}_c$$

تغییر دبی پمپ از طریق سوپاپ کنترل جهت اسپولی با همپوشانی منفی (به دلیل راندمان بالاتر این نمونه از سوپاپ‌ها و حذف ناحیه‌ی بی‌اثر در آنها) انجام می‌گیرد. سپس، به منظور تعیین متغیرهای حالت، حل روابط ریاضی حاکم بر آن، در وضعیت‌های کاری مختلف سوپاپ کنترل جابجایی پمپ و در حالت پایا انجام می‌شود. در ادامه، تاثیر بار وارد بر محور موتور و سطح مقطع روزه‌ی سوپاپ کنترل جریان در خروجی پمپ بر متغیرهای حالت در وضعیت‌های مختلف سوپاپ کنترل جابجایی، مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نهایت، ارزیابی تجربی نتایج حاصل از حل مدل ریاضی حاکم بر پمپ پیستون محوری شامل سوپاپ کنترل در حالت پایا انجام می‌شود.

## ۲- مبانی و روش‌ها

### ۲-۱- معادلات حاکم

برای ارزیابی مدل ریاضی مدار هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر دارای سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی ثابت، معادلات ریاضی حاکم بر هر جزء مدار به صورت جداگانه نوشته می‌شوند. برای این منظور، به صورت جداگانه، روابط ریاضی حاکم بر هر قسمت از مدار هیدرولیکی در شکل ۱، به شرح زیر است:

- دبی روغن عبوری از روزه‌های ایجاد شده توسط جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی (شکل ۲، روزه‌های ۱ و ۲):

$$Q_{s1} = C_{d1} A_{s1} (x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_c)} \quad (1)$$

$$Q_{s2} = C_{d2} A_{s2} (x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c} \quad (2)$$

- معادله‌ی حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی:

$$(P_p - P'_A)A_s + F_x - B_s \dot{x}_s - K_s x_s - F_{s0} = M_s \ddot{x}_s \quad (3)$$

- رابطه‌ی ریاضی حاکم بر اجزای متحرک پمپ پیستونی:

$$I_{sp} \ddot{\alpha}_{sp} + B_{sp} \dot{\alpha}_{sp} + K_{sp1} \alpha_{sp} = -P_c A_c R_c + K_{sp2} P_p + K_{sp3} P_p \alpha_{sp} + T_{sp} \quad (4)$$

- پیوستگی جریان در سیلندر کنترل جابجایی:

$$\dot{P}_c = \frac{\beta}{V_c} [Q_{s1} - Q_{s2} - A_c \dot{x}_c] \quad (5)$$

- پیوستگی جریان در مجرای خروجی پمپ پیستونی:

$$\dot{P}_p = \frac{\beta}{V_p} [Q_p - Q_{pL} - Q_A] \quad (6)$$

- پیوستگی جریان در محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل:

$$\dot{P}'_A = \frac{\beta}{V_{As}} \left[ \frac{P_A - P'_A}{R_{As}} + A_s \dot{x}_s \right] \quad (7)$$

- دبی عبوری از سوپاپ کنترل جریان:

$$Q_v = C_{dv} A_v (x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} \quad (8)$$

- پیوستگی جریان در مجرای ورودی موتور هیدرولیک:

$$\dot{P}_A = \frac{\beta}{V_A} [Q_A - Q_{AL} - D_A \dot{\phi}_A] \quad (9)$$

- معادله‌ی حرکت موتور هیدرولیک و بار متصل به آن.

$$I_A \dot{\phi}_A = D_A P_A - B_A \dot{\phi}_A - T_A \quad (10)$$

ضرایب در رابطه (۲۱) به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$K_{q1} = A_{s1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_p - \Delta P_c)} \cdot \frac{\partial C_d}{\partial x_s} \Big|_0 + C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_p - \Delta P_c)} \cdot \frac{\partial A_{s1}}{\partial x_s} \Big|_0 \quad (22)$$

$$K_{c1} = A_{s1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta P_p - \Delta P_c)} \cdot \frac{\partial C_d}{\partial \Delta P} \Big|_0 + \frac{C_d \cdot A_{s1}}{\sqrt{2\rho(\Delta P_p - \Delta P_c)}} \Big|_0 \quad (23)$$

$$K_{fq1} = 2(P_p - P_c) C_d^2 \cos \theta \frac{\partial A_{s1}}{\partial x_s} \Big|_0 \quad (24)$$

$$K_{fq2} = 2P_c C_d^2 \cos \theta \frac{\partial A_{s2}}{\partial x_s} \Big|_0 \quad (25)$$

$$K_{fc1} = 2A_{s1} C_d^2 \cos \theta \Big|_0 \quad (26)$$

$$K_{fc2} = 2A_{s2} C_d^2 \cos \theta \Big|_0 \quad (27)$$

از این رو، با جای‌گذاری رابطه (۲۱) در حالت پایا در رابطه (۱۱)، معادله حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی به شرح زیر بازنویسی می‌گردد:

$$x_s = \frac{1}{K_s} [(P_p - P'_A) A_s + \quad (28)$$

$$2C_d^2 \cos \theta \frac{A_{s2}(x_s) [1 - \bar{A}_s(x_s)]}{1 + \bar{A}_s^2(x_s)} P_p] + x_{si}$$

به همین ترتیب، معادله حرکت اجزای متحرک پمپ پیستون محوری دبی متغیر نیز در وضعیت ۰ و در حالت پایا (رابطه (۱۲)، بدست می‌آید:

$$P_c = T'_{sp} - K'_{sp1} \alpha_{sp} + K'_{sp2} P_p + K'_{sp3} P_p \alpha_{sp} \quad (29)$$

$$T'_{sp} = \frac{T_{sp}}{R_c A_c} \quad (30)$$

$$K'_{sp1} = \frac{K_{sp1}}{R_c A_c} \quad (31)$$

$$K'_{sp2} = \frac{K_{sp2}}{R_c A_c} \quad (32)$$

$$K'_{sp3} = \frac{K_{sp3}}{R_c A_c} \quad (33)$$

رابطه پیوستگی جریان در خروجی پمپ در حالت پایا و در وضعیت ۰ سوپاپ کنترل، با جای‌گذاری روابط (۱)، (۸)، (۱۵) و (۱۶) در رابطه (۱۴) به شرح زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{N A_p R_p \tan \alpha_{sp}}{\pi} - C_{ds} A_{s1}(x_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_c)} - C_{pi} P_p - \quad (34)$$

$$C_{dv} A_v(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} = 0$$

همچنین، با جای‌گذاری روابط (۸) و (۱۹) در رابطه (۱۸)، معادله پیوستگی جریان در مجرای ورودی موتور هیدرولیک در وضعیت ۰، به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\frac{D_A T_A}{B_A} - \left[ C_{A1} + \frac{D_A^2}{B_A} \right] P_A + \quad (35)$$

$$C_{dv} A_v(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} = 0$$

در نهایت، با حل هم‌زمان روابط (۲۰)، (۲۸)، (۲۹)، (۳۴) و (۳۵)،

متغیرهای حالت در وضعیت کاری ۰، به دست می‌آیند.

**- حل روابط ریاضی در وضعیت a:** در وضعیت a سوپاپ کنترل جابجایی، مطابق شکل ۲، روزنه‌ی (۱) باز و روزنه‌ی (۲) بسته خواهند بود ( $Q_{s2}=0$ ). از این رو، بر اساس شکل ۱، امکان ارسال روغن از مجرای خروجی پمپ به سیلندر کنترل جابجایی فراهم می‌گردد (قطع ارتباط دو مجرای دیگر سوپاپ با مخزن). با جای‌گذاری رابطه (۱) در رابطه (۱۳)، ارتباط بین فشار روغن در خروجی پمپ ( $P_p$ ) و فشار روغن در ورودی سیلندر کنترل جابجایی ( $P_c$ ) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$C_{d1} A_{s1}(x_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_c)} = 0 \Rightarrow P_p = P_c \quad (36)$$

با جای‌گذاری رابطه (۳۶) در رابطه (۲۹)، معادله حرکت پمپ پیستونی در وضعیت کاری a تحت حالت پایا به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$P_p = \frac{T'_{sp} - K'_{sp1} \alpha_{sp}}{1 - K'_{sp2} - K'_{sp3} \alpha_{sp}} \quad (37)$$

در وضعیت a، زاویه‌ی تمایل صفحه کنترل جابجایی پمپ از مقدار کمینه ( $\alpha_{spmin}=0$ ) تا مقدار بیشینه ( $\alpha_{spmax}$ ) متغیر است. بنابراین، محدوده‌ی فشار روغن در خروجی پمپ در وضعیت a تحت حالت پایا به شرح زیر تعیین می‌گردد:

$$P_{p1} = P_p \Big|_{\alpha_{sp}=0} = \frac{T'_{sp}}{1 - K'_{sp2}} \quad (38)$$

$$P_{p1} = P_p \Big|_{\alpha_{sp}=\alpha_{spmax}} = \frac{T'_{sp} - K'_{sp1} \alpha_{spmax}}{1 - K'_{sp2} - K'_{sp3} \alpha_{spmax}} \quad (39)$$

از سوی دیگر، با بازنویسی روابط بقای اندازه حرکت در سوپاپ کنترل، رابطه حرکت جزء متحرک آن در وضعیت کاری a، به دست می‌آید:

$$x_s = \frac{1}{K_s} [(P_p - P'_A) A_s + K_s x_{si}] \quad (40)$$

در نهایت، رابطه پیوستگی جریان در مجرای خروجی پمپ در حالت پایا و در وضعیت کاری a، با جای‌گذاری روابط (۱)، (۱۵)، (۱۶) و (۳۶)، در رابطه (۱۴) به دست می‌آید:

$$\frac{N A_p R_p \tan \alpha_{sp}}{\pi} - C_{pA} P_p - \quad (41)$$

$$C_{dv} A_v(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} = 0$$

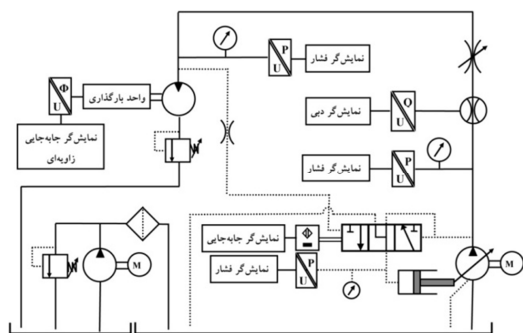
**- حل روابط ریاضی در وضعیت b:** در صورت قرارگیری جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی در وضعیت b، روزنه‌ی (۲) باز و روزنه‌ی (۱) بسته خواهد بود ( $Q_{s1}=0$ ). در این شرایط، با جای‌گذاری رابطه (۲) در رابطه (۱۳)، فشار روغن در ورودی سیلندر کنترل به شرح زیر به دست می‌آید:

$$Q_{s2} = C_{d2} A_{s2}(x_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c} = 0 \Rightarrow P_c = 0 \quad (42)$$

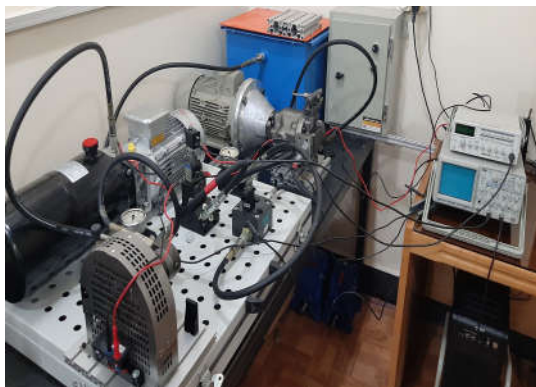
با بازنویسی رابطه بقای اندازه‌ی حرکت در سوپاپ کنترل جابجایی، نیروی وارد بر جزء متحرک آن در اثر جریان روغن در وضعیت کاری b، تعیین می‌گردد:

$$F_x = -\rho L K_{q2} \dot{x}_s - \rho L K_{c2} \dot{P}_c + K_{fq2} x_s + K_{fc2} P_c \quad (43)$$

خروجی پمپ و دبی روغن نشتی توسط حسگر دبی ضرورت دارد. پس از تخمین حجم روغن خروجی پمپ در واحد زمان، امکان اندازه‌گیری زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی جابجایی پمپ فراهم می‌گردد. لازم به ذکر است که سوپاپ کنترل جابجایی، یک سوپاپ کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیته ساخت شرکت رکسروت است که برای ایجاد همپوشانی منفی کاهش ضخامت برآمدگی میانی جزء متحرک آن به میزان  $0.166\text{mm}$  توسط ماشین ابزار انجام می‌گیرد. مطابق شکل ۳، موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل توسط حسگر LVDT مدل SDVH20 اندازه‌گیری می‌شود. اندازه‌گیری فشار روغن در سیلندر کنترل جابجایی، مجرای خروجی پمپ، مجرای ورودی موتور و خط فرمان سوپاپ کنترل، توسط حسگرهای فشار مدل STU003721، انجام می‌گیرد. دقت سنسورهای فشار مورد استفاده در این پژوهش،  $0.1\%$  درصد مقیاس کامل است.



الف: مدار هیدرولیک



ب: سامانه‌ی ساخته شده بر اساس مدار هیدرولیک

شکل ۳- سامانه‌ی ارزیابی تجربی متغیرهای حالت

مطابق شکل ۳، در ساختار این مدار هیدرولیک، موتور دنده خارجی مدل OMM12، به کار گرفته شده است. اعمال بار خارجی به محور موتور هیدرولیک، از طریق واحد بارگذاری شامل ترمز کفشی انجام می‌گیرد. لازم به ذکر است که برخی از کمیت‌ها شامل حجم جابجایی پمپ پیستونی، ثابت‌های فنر سوپاپ کنترل جابجایی و پمپ، از دفترچه‌های فنی شرکت‌های سازنده استخراج می‌گردد. در این پژوهش، کمیت‌های دیگر مانند ضرایب تخلیه سوپاپ‌های کنترل، ضرایب پمپ و موتور به کمک آزمایش‌های تجربی به دست می‌آید. ارزیابی تجربی متغیرهای حالت پمپ پیستونی محوری دبی متغیر با

با هدایت روغن موجود در سیلندر کنترل جابجایی به سوی مخزن، زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل تحت تاثیر نیروی فنر، بیشینه می‌شود ( $\alpha_{spmax}$ ). از این رو، با جای‌گذاری روابط (۱۵)، (۱۶)، (۸) و (۴۲)، در رابطه‌ی (۱۴)، رابطه‌ی پیوستگی در خروجی پمپ، در وضعیت کاری b، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{NA_p R_p \tan \alpha_{spmax}}{\pi} - C_{pl} P_p - C_{dv} A_v(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} = 0 \quad (44)$$

در این شرایط، حجم جابجایی پمپ پیستونی محوری نیز بیشینه خواهد بود. از این رو، با توجه به نشت جزئی روغن در پمپ، از عبارت دوم رابطه‌ی (۴۴)، می‌توان صرف‌نظر کرد. بدین ترتیب، رابطه‌ی (۵۰) به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\frac{NA_p R_p \tan \alpha_{spmax}}{\pi} = C_{dv} A_v(x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} \quad (45)$$

در وضعیت کاری b، با ترکیب روابط حرکت و پیوستگی جریان در ورودی موتور (روابط ۱۸ و ۱۹) و جای‌گذاری در رابطه‌ی (۴۵)، فشار روغن در ورودی موتور به دست می‌آید:

$$\frac{D_A T_A}{B_A} - \left[ C_{Al} + \frac{D_A^2}{B_A} \right] P_A + \frac{NA_p R_p \tan \alpha_{spmax}}{\pi} = 0 \quad (46)$$

با جای‌گذاری عبارت  $x_s = -u$  در معادله‌ی حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی تحت حالت پایا و در وضعیت کاری b، اختلاف فشار روغن در ابتدا و انتهای خط انتقال در حد فاصل پمپ و موتور و در مرز دو وضعیت کاری o و b سوپاپ کنترل جابجایی به دست می‌آید:

$$\left( P_p - P'_A \right) \Big|_{x_s = -u} = \frac{K_s}{A_s} (u - x_{is}) \quad (47)$$

از این رو، با جای‌گذاری رابطه‌ی (۴۷) و (۱۷) در رابطه‌ی (۴۵)، سطح مقطع روزنه‌ی سوپاپ کنترل جریان ( $A_v$ ) در مرز مشترک دو وضعیت کاری a و b تعیین می‌گردد:

$$A_v(x_v) \Big|_{x_s = -u} = \frac{NA_p R_p \tan \alpha_{spmax}}{\pi C_{dv} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_A)} \Big|_{x_s = -u}} \quad (48)$$

## ۲-۲- ارزیابی تجربی "متغیرهای حالت" مدار هیدرولیکی

به منظور بررسی درستی مدل ریاضی حاکم بر پمپ پیستونی محوری دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی، ارزیابی تجربی هر یک از متغیرهای حالت در حالت پایا اهمیت دارد. برای این منظور، طراحی و ساخت مدار هیدرولیک نشان داده شده در شکل ۳ انجام می‌گیرد. روغن مورد نیاز مدار هیدرولیک توسط پمپ پیستونی جابجایی متغیر PVB5 ساخت شرکت پارکر تامین می‌گردد. روغن مورد نیاز برای تغییر حجم جابجایی این پمپ، از مجرای خروجی پمپ تامین می‌گردد. از این رو، ساختار پمپ PVB5 به گونه‌ای تغییر می‌یابد که روغن لازم برای حرکت جزء متحرک سیلندر کنترل و در نهایت تغییر زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل، از طریق سوپاپ کنترل جابجایی تامین شود. برای تعیین زاویه‌ی صفحه‌ی کنترل پمپ PVB5، اندازه‌گیری دبی روغن

سوپاپ کنترل جابجایی، در سه وضعیت کاری مختلف و با تغییر سطح مقطع روزنه‌ی سوپاپ کنترل جریان و بار وارد بر محور موتور هیدرولیک انجام می‌گیرد. در نهایت، نتایج حاصل از حل مدل ریاضی حاکم بر پمپ پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی، با نتایج تجربی مقایسه می‌شوند.

### ۳- نتایج و بحث

#### ۳-۱- ارزیابی متغیرهای حالت پمپ پیستونی در شرایط کاهش حجم جابجایی

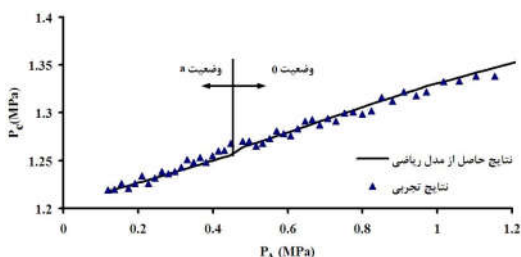
برای ارزیابی تجربی مدل ریاضی حاکم بر مدار هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی ثابت در وضعیت‌های ۰ و a (شرایط کاهش حجم جابجایی پمپ)، سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌ی ایجاد شده در سوپاپ کنترل جریان می‌باید برابر با  $6\text{mm}^2$  باشد. در شکل ۴، روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ بر حسب فشار روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیک در وضعیت‌های ۰ و a سوپاپ کنترل جابجایی نشان داده شده است. مطابق شکل ۴، در شرایط کاری تعریف شده، در صورتی که فشار روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیک کمتر از  $0.45\text{MPa}$  باشد، سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در وضعیت a عمل می‌کند. در این شرایط، با افزایش بار وارد بر محور موتور هیدرولیک، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ نیز افزایش می‌یابد. پس از تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی، در اثر افزایش فشار روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیک، روند افزایشی فشار روغن در مجرای خروجی پمپ با شیب بیشتری ادامه می‌یابد.

مقاومت سوپاپ مشخص شده است).

- در هنگام تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی، به منظور کاهش حجم جابجایی پمپ (تغییر وضعیت سوپاپ از ۰ به a)، فشار روغن در مجرای خروجی، به طور یکنواخت با افزایش بار وارد بر محور موتور هیدرولیک افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که شیب منحنی تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ بر حسب فشار روغن ناشی از اعمال بار خارجی به محور موتور هیدرولیک در وضعیت a سوپاپ کنترل کمتر از وضعیت ۰ است. این در حالی است که گزارش وو و همکاران [۵]، تغییرات نسبتاً شدید فشار روغن در زمان تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی صفر را تایید نمودند.

- لازم به ذکر است که، نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، به طور میانگین، ۵ درصد با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی در حالت پایا اختلاف دارند.

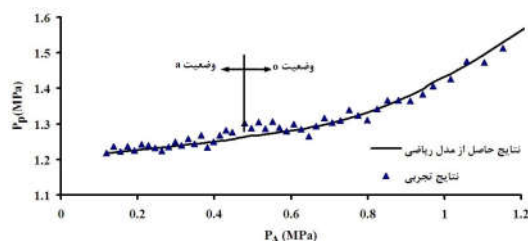
روند تغییرات فشار روغن در مجرای ورودی سیلندر کنترل جابجایی (Pc) بر حسب فشار روغن ناشی از اعمال بار خارجی بر محور موتور در وضعیت‌های ۰ و a در شکل ۵ آمده است.



شکل ۵- روند تغییرات فشار کنترل در شرایط کاهش حجم جابجایی پمپ

مطابق شکل ۵، در وضعیت‌های ۰ و a، با افزایش فشار روغن ناشی از اعمال بار بر محور موتور هیدرولیک، فشار کنترل (فشار روغن در سیلندر کنترل جابجایی) با شیب یکنواختی افزایش می‌یابد. از این رو، برای انطباق بهتر خروجی پمپ با نیاز موتور هیدرولیک در وضعیت‌های ۰ و a سوپاپ کنترل جابجایی، فشار کنترل متناسب با بار وارد بر موتور هیدرولیک تغییر می‌کند. از سوی دیگر، انطباق مناسبی بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل ریاضی به ویژه در حالتی که جزء متحرک سوپاپ کنترل در وضعیت a عمل می‌کند، وجود دارد. بررسی روند تغییرات فشار کنترل (Pc) بر حسب فشار روغن ناشی از اعمال بار خارجی بر محور موتور نشان می‌دهد که در لحظه تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی، بنا به دلایلی که پیش‌تر اشاره شد، نتایج تجربی اندکی از منحنی مربوط به نتایج حاصل از حل مدل ریاضی در حالت پایا فاصله می‌گیرند (به طور میانگین کمتر از ۴ درصد اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی وجود دارد).

در شکل ۶، روند تغییرات جابجایی جزء متحرک سوپاپ کنترل بر حسب فشار روغن ناشی از اعمال بار وارد بر محور موتور هیدرولیک در وضعیت‌های ۰ و a نشان داده شده است.



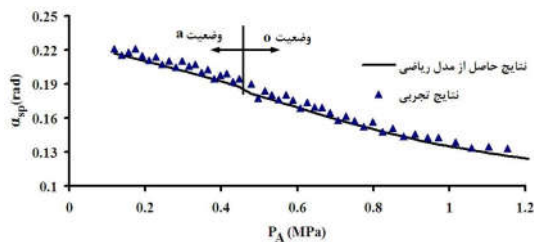
شکل ۴- روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ در شرایط کاهش حجم جابجایی پمپ

مطابق شکل ۴، از مقایسه‌ی داده‌های حاصل از اندازه‌گیری فشار روغن در مجرای خروجی پمپ با داده‌های حاصل از حل روابط ریاضی حاکم بر مدار هیدرولیکی شامل سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی، نتایج زیر حاصل می‌شود:

- در وضعیت‌های ۰ و a سوپاپ کنترل جابجایی، داده‌های حاصل از اندازه‌گیری فشار روغن در خروجی پمپ انطباق مناسبی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل ریاضی دارند.

- به دلیل روابط ریاضی متفاوت در هر یک از وضعیت‌های کاری سوپاپ کنترل جابجایی (وضعیت‌های کاری ۰ و a) و همچنین، تغییر نیروی محوری وارد بر سطح موثر سوپاپ کنترل جابجایی در حین تغییر وضعیت (شکل‌های ۱ و ۲)، نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی اندکی اختلاف دارند (در شکل ۴، مرز بین دو وضعیت

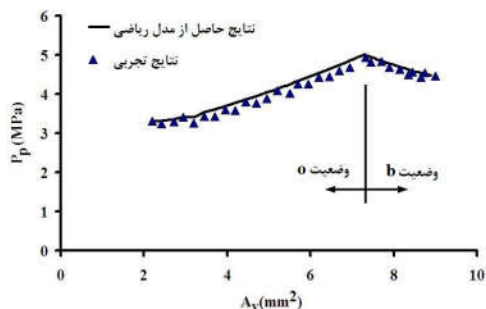
سوپاپ کنترل جابجایی، از جمله مزایای پمپ‌های هیدرولیک شامل سوپاپ کنترل با هم‌پوشانی منفی نسبت به نمونه‌های مشابه شامل سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی صفر، می‌باشد.



شکل ۷- روند تغییرات زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ در شرایط کاهش حجم جابجایی پمپ

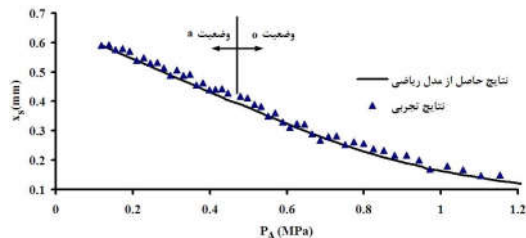
### ۳-۲- ارزیابی متغیرهای حالت پمپ پیستونی در شرایط افزایش حجم جابجایی

در وضعیت کاری  $b$ ، امکان هدایت روغن موجود در سیلندر کنترل از طریق سوپاپ کنترل جابجایی به مخزن فراهم می‌شود ( $XS < U$ ). با توجه به حل روابط ریاضی حاکم بر پمپ دی‌متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی در وضعیت کاری  $b$ ، با تغییر بار وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیک، تمامی متغیرهای حالت مدار، بدون تغییر باقی می‌مانند. به بیانی دیگر، در وضعیت کاری  $b$ ، متغیرهای حالت پمپ پیستونی شامل سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی منفی مستقل از بار وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیک می‌باشند. از سوی دیگر، با افزایش سطح مقطع عبور جریان روغن ( $AV$ ) در سوپاپ کنترل جریان، سوپاپ کنترل جابجایی پمپ از  $o$  به  $b$  تغییر وضعیت می‌یابد. در شکل ۸، تاثیر سطح مقطع سوپاپ کنترل جریان ( $AV$ )، بر روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ ( $PP$ )، نشان داده شده است.



شکل ۸- روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ در شرایط افزایش حجم جابجایی پمپ

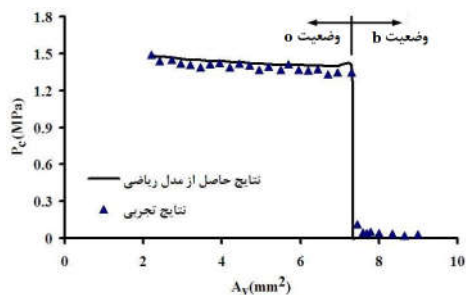
مطابق شکل ۸، با افزایش سطح مقطع عبور جریان و هدایت حجم روغن بیشتر به مجرای ورودی موتور هیدرولیک، جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی در جهت منفی حرکت می‌کند. از این رو، با هدایت بخشی از روغن موجود در سیلندر و ارسال آن به مخزن را فراهم می‌کند. بدین ترتیب، کاهش زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ در وضعیت کاری  $o$  سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی منفی، با شیب بیشتری انجام می‌گیرد. از این رو، تغییر یکنواخت زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل جابجایی و در نتیجه‌ی آن، تغییر پیوسته حجم جابجایی پمپ در حین تغییر وضعیت



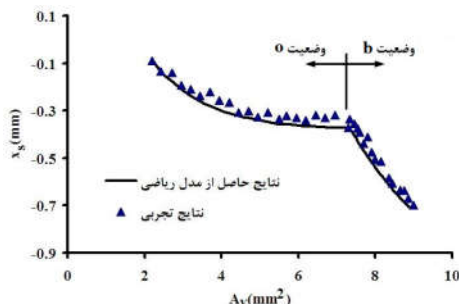
شکل ۶- روند تغییرات جابجایی جزء متحرک سوپاپ کنترل در شرایط کاهش حجم جابجایی پمپ

مطابق شکل ۶، جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی، در ابتدای کار، در وضعیت  $a$  قرار دارد. جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی، با افزایش فشار روغن ناشی از اعمال بار وارد بر محور موتور هیدرولیک و تحت تاثیر نیروهای وارد بر آن، به سوی وضعیت کاری  $o$  حرکت می‌کند. شیب نمودار جابه‌جایی جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی منفی در وضعیت‌های  $o$  و  $a$  بر خلاف آنچه که در خصوص سوپاپ‌های کنترل جابجایی پمپ با هم‌پوشانی صفر گزارش کرده بود، به صورت یکنواخت کاهش می‌یابد [۵]. به عبارت دیگر، ایجاد هم‌پوشانی منفی در سوپاپ کنترل موجب تغییر یکنواخت حجم جابجایی پمپ می‌گردد. مطابق شکل ۶ مشاهده می‌شود، داده‌های حاصل از اندازه‌گیری جابه‌جایی جزء متحرک سوپاپ کنترل، به دلیل نشت روغن در محفظه‌ی فرمان و همچنین تمایل به حرکت اسپول تحت تاثیر نیروی فنر، تا حدودی بیشتر از مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل ریاضی می‌باشند (به طور میانگین در حدود ۳/۵ درصد).

روند تغییرات زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ ( $\alpha_{sp}$ ) بر حسب فشار روغن ناشی از اعمال بار وارد بر موتور ( $PA$ ) در وضعیت‌های  $o$  و  $a$  سوپاپ کنترل، در شکل ۷ آمده است. مطابق شکل ۷، با افزایش بار وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیک و افزایش فشار روغن در مجرای ورودی آن، زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ با شیبی ملایم و یکنواخت در دو وضعیت  $o$  و  $a$  کاهش می‌یابد. در وضعیت کاری  $a$ ، با افزایش بار وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیک، دی‌روغن عبوری از روزنه‌ی ایجاد شده در سوپاپ کنترل جریان، با کاهش روبه‌رو می‌گردد. از این رو، به دلیل سطح مقطع ثابت تنگ در سوپاپ کنترل جریان، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ افزایش می‌یابد. بدین ترتیب، جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی منفی تحت تاثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، به طرف نقطه‌ی آغازین کورس حرکت می‌کند. در این شرایط، ارتباط بین مجرای خروجی پمپ و سیلندر کنترل، متناسب با حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی در وضعیت  $a$ ، محدود می‌شود. از این رو، با افزایش بار وارد بر محور موتور هیدرولیک، زاویه‌ی صفحه‌ی کنترل جابجایی پمپ در وضعیت  $a$ ، به مقدار جزئی کاهش می‌یابد. حرکت بیشتر جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی و قرارگیری آن در وضعیت  $o$ ، امکان خروج بخشی از روغن موجود در سیلندر و ارسال آن به مخزن را فراهم می‌کند. بدین ترتیب، کاهش زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ در وضعیت کاری  $o$  سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی منفی، با شیب بیشتری انجام می‌گیرد. از این رو، تغییر یکنواخت زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل جابجایی و در نتیجه‌ی آن، تغییر پیوسته حجم جابجایی پمپ در حین تغییر وضعیت



شکل ۹- روند تغییرات فشار روغن در سیلندر کنترل پمپ در شرایط افزایش حجم جابجایی پمپ



شکل ۱۰- روند تغییرات موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در شرایط افزایش حجم جابجایی پمپ

مطابق شکل ۱۰، افزایش فشار روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیک در اثر افزایش سطح مقطع روزنه‌ی موجود در سوپاپ کنترل جریان، امکان حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ هیدرولیک را در جهت منفی فراهم می‌کند. با حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در جهت منفی و افزایش حجم روغن خروجی از سیلندر کنترل پمپ، دبی و در نتیجه‌ی آن، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ افزایش می‌یابد. بدین ترتیب، متناسب با جابجایی جزء متحرک سوپاپ کنترل در جهت منفی، نیروی مقاوم در برابر حرکت آن (نیروی ناشی از اعمال فشار روغن در خروجی پمپ بر سطح موثر اسپول در محفظه‌ی فرمان سوپاپ کنترل جابجایی) بیشتر می‌شود. از این رو، در انتهای محدوده‌ی کاری  $\omega$ ، شیب روند تغییرات جابجایی جزء متحرک سوپاپ کنترل با کاهش روبه‌رو می‌گردد. با تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی پمپ هیدرولیک، دبی روغن خروجی پمپ، بیشینه می‌شود. بنابراین، با افزایش سطح مقطع روزنه‌ی موجود در سوپاپ کنترل جریان و هدایت حجم روغن بیشتر به موتور هیدرولیک، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ و مجرای ورودی موتور به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابند. در این مرحله، حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ هیدرولیک در جهت منفی، تحت تاثیر اختلاف فشار روغن در دو محفظه‌ی فنر و فرمان آن، با شیب بیشتری ادامه خواهد یافت. بر اساس شکل ۱۰، نتایج تجربی مربوط به موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ هیدرولیک به دلیل تمایل به حرکت آن در جهت منفی تحت تاثیر نیروی فنر و همچنین نشت روغن از محیط اسپول در محفظه‌ی فرمان، بیشتر از مقدار پیش‌بینی شده توسط مدل ریاضی می‌باشد (به طور میانگین کمتر از ۴/۵ درصد اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی وجود

دارد). در انتهای وضعیت کاری  $\omega$ ، به دلیل خروج روغن موجود در سیلندر کنترل، زاویه‌ی صفحه‌ی کنترل پمپ به مقدار بیشینه ( $\alpha = 0.314 \text{ rad}$ ) نزدیک می‌شود. بدین ترتیب، در شرایطی که جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی به موقعیت  $0.4 \text{ mm}$  می‌رسد ( $\alpha = 0.314 \text{ rad}$  و  $A_v = 7/3 \text{ mm}^2$ )، دبی و فشار روغن در مجرای خروجی از پمپ برابر مقدار بیشینه می‌گردد. این در حالی است که اگر سطح مقطع عبور جریان، از مقدار معینی ( $7/3 \text{ mm}^2$ ) فراتر رود، سوپاپ کنترل جابجایی از  $\omega$  به  $b$  تغییر وضعیت می‌یابد. در این شرایط، با افزایش سطح مقطع عبور جریان، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، به دلیل افزایش دبی روغن ارسالی به موتور و تثبیت دبی روغن خروجی از پمپ، با کاهش روبه‌رو می‌گردد. بررسی بیشتر روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ در شکل ۸ نشان می‌دهد که در حالت پایا، نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی حاکم بر پمپ دبی متغیر در وضعیت  $b$  نسبت به وضعیت  $\omega$ ، به دلیل نشت روغن بسیار کمتر از سوپاپ کنترل جابجایی، انطباق بیشتری دارند (به طور میانگین کمتر از ۵/۲ درصد اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی وجود دارد).

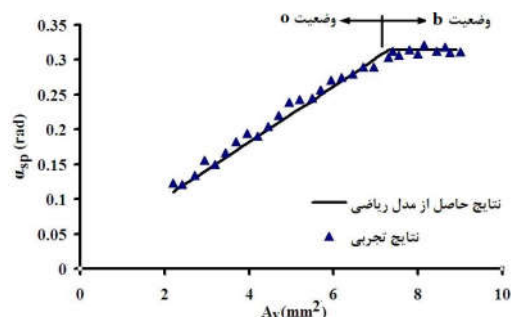
در شکل ۹ نیز روند تغییرات فشار روغن در سیلندر کنترل پمپ ( $P_c$ ) بر حسب سطح مقطع روزنه‌ی ایجاد شده در سوپاپ کنترل جریان ( $A_v$ ) در وضعیت‌های کاری  $\omega$  و  $b$  سوپاپ کنترل جابجایی نشان داده شده است. در وضعیت  $\omega$ ، با افزایش سطح مقطع عبور جریان روغن و ارسال حجم روغن بیشتر به مجرای ورودی موتور هیدرولیک و در نتیجه‌ی آن، حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی در جهت منفی، ارتباط سیلندر کنترل با مجرای خروجی پمپ، کاهش و با مخزن بیشتر می‌شود. بدین ترتیب، مطابق شکل ۹، با افزایش سطح مقطع عبور جریان، فشار روغن در سیلندر کنترل پمپ با شیب اندکی کاهش می‌یابد. در لحظه‌ی فرارگیری جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی در موقعیت  $0.4 \text{ mm}$ ، فشار روغن در سیلندر کنترل پمپ به طور ناگهانی کاهش می‌یابد (به دلیل ارتباط سیلندر کنترل با مخزن از طریق سوپاپ کنترل جابجایی و قطع ارتباط آن با مجرای خروجی پمپ). در این مرحله، با افزایش بیشتر سطح مقطع عبور جریان، فشار روغن در سیلندر کنترل پمپ برابر با صفر می‌شود. در شکل ۹، نشت اندک روغن در وضعیت  $b$  سوپاپ کنترل جابجایی موجب می‌گردد که نتایج تجربی در این شرایط، انطباق بیشتری با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی حاکم بر پمپ هیدرولیک نسبت به وضعیت  $\omega$  داشته باشند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که عدم خروج کامل روغن موجود در سیلندر و اعمال نیروی فنر به جزء متحرک آن، دلیل تفاوت جزئی نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل روابط ریاضی حاکم بر پمپ هیدرولیک در وضعیت  $b$  سوپاپ کنترل، می‌باشد (به طور میانگین کمتر از ۴/۸ درصد اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی وجود دارد).

در شکل ۱۰، نیز روند تغییرات موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ ( $x_p$ ) بر حسب سطح مقطع روزنه‌ی سوپاپ جریان ( $A_v$ )، در وضعیت‌های کاری  $\omega$  و  $b$  نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۰، در شرایطی که سطح مقطع روزنه در سوپاپ کنترل جریان کمتر از  $7/3 \text{ mm}^2$  باشد، جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی در وضعیت  $\omega$  قرار دارد.



دارد).

در شکل ۱۱، روند تغییرات زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ نسبت به سطح مقطع روزنه در سوپاپ کنترل جریان در وضعیت‌های ۰ و b نشان داده شده است.



شکل ۱۱- روند تغییرات زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ در شرایط افزایش حجم جابجایی پمپ

مطابق شکل ۱۱، متناسب با افزایش سطح مقطع روزنه‌ی موجود در سوپاپ کنترل جریان، زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ نیز در وضعیت ۰، افزایش می‌یابد. به عبارت بهتر، سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در واکنش به افزایش سطح مقطع روزنه (افزایش فشار روغن در مجرای ورودی موتور و حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ در جهت منفی)، امکان خروج حجم روغن بیشتری از سیلندر کنترل جابجایی پمپ را فراهم می‌کند. از سوی دیگر، متناسب با افزایش حجم روغن خروجی از سیلندر کنترل جابجایی پمپ، زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل در وضعیت ۰ با افزایش روپرو می‌گردد. بدین ترتیب، در وضعیت ۰، با افزایش فشار روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیک در اثر افزایش سطح مقطع روزنه در سوپاپ کنترل جریان، دبی روغن خروجی از پمپ نیز افزایش می‌یابد. در انتهای وضعیت ۰، زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ به مقدار بیشینه‌ی ۰/۳۱۴ رادیان نزدیک می‌شود. در این حالت، در صورت افزایش سطح مقطع روزنه‌ی به کار رفته در سوپاپ کنترل جریان، سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، تغییر وضعیت می‌دهد (تغییر وضعیت از ۰ به b). در وضعیت b، زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ مستقل از سطح مقطع روزنه در سوپاپ کنترل جریان عمل می‌کند. مطابق شکل ۱۱، نتایج تجربی مربوط به اندازه‌گیری زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ، به دلیل نشت روغن در سیلندر کنترل جابجایی پمپ و اعمال نیروی مستقیم فنر به صفحه‌ی کنترل بیشتر از مقدار پیش‌بینی شده توسط مدل ریاضی می‌باشند (به طور میانگین کمتر از ۴ درصد اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی وجود دارد).

#### ۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله، پس از طراحی و ساخت مدار هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی و موتور جابجایی ثابت، مدل ریاضی حاکم بر اجزای آن ارائه گردید. سپس، حل روابط ریاضی حاکم بر پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر در سه وضعیت‌کاری سوپاپ کنترل جابجایی پمپ با همپوشانی منفی در حالت پایا انجام گرفت.

بررسی‌ها نشان داد که تمامی متغیرهای حالت پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر، تحت تاثیر سطح مقطع عبور جریان و بار وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیک قرار دارند. نزدیکی مناسب نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی در وضعیت‌های مختلف سوپاپ کنترل جابجایی، درستی روابط ریاضی حاکم بر پمپ دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی در حالت پایا را تایید کردند. لازم به ذکر است که، نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی، در همه شرایط، به طور میانگین، ۵ درصد با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی در حالت پایا اختلاف دارند.

#### ۵- نمادها

$A_c$	سطح مقطع سیلندر کنترل، $mm^2$
$A_s$	سطح جزء متحرک سوپاپ کنترل، $mm^2$
$\bar{A}_s$	نسبت بدون بعد سطح، بدون واحد
$A_{si}$	سطح روزنه‌ی نام سوپاپ کنترل، $mm^2$
$A_v$	سطح روزنه در سوپاپ کنترل جریان، $mm^2$
$B_A$	ضریب مستهلک‌کننده‌ی ویسکوز موتور، $Nsm^{-1}$
$B_s$	ضریب مستهلک‌کننده‌ی سوپاپ کنترل، $Nsm^{-1}$
$C_{AL}$	ضریب نشت در موتور هیدرولیک، $m^3s^{-1}Pa^{-1}$
$C_d$	ضریب تخلیه روزنه در سوپاپ کنترل جابجایی، -
$D_A$	حجم جابه‌جایی موتور هیدرولیک، $m^3$
$F_{s0}$	نیروی اولیه‌ی فنر، N
$F_x$	نیروی ناشی از جریان روغن، N
$I_A$	گشتاور دوم سطح اجزای متحرک موتور، $Nms^2$
$I_{sp}$	گشتاور دوم سطح اجزای متحرک پمپ، $Nms^2$
$K_{ci}$	ضریب فشار- جریان روزنه‌ی نام، $m^4s^{-1}N^{-1}$
$K_{fci}$	ضریب نیروی جریان- فشار روزنه‌ی نام، $m^2$
$K_{qi}$	بهره‌ی نیرو- جریان روزنه‌ی نام سوپاپ، $Nm^{-1}$
$K_{qj}$	بهره‌ی جریان روزنه‌ی نام سوپاپ، $m^2s^{-1}$
$K_s$	ضریب ارتجاعی فنر، $Nm^{-1}$
$M_s$	جرم جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی، kg
$P_A$	فشار روغن در ورودی موتور هیدرولیک، MPa
$P'_A$	فشار روغن در خط فرمان، MPa
$P_C$	فشار روغن در سیلندر کنترل پمپ، MPa
$P_p$	فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، MPa
$Q_A$	دبی روغن ارسالی به موتور هیدرولیک، $m^3s^{-1}$
$Q_{AL}$	دبی روغن نشتی در موتور هیدرولیک، $m^3s^{-1}$
$Q_p$	دبی روغن خروجی از پمپ، $m^3s^{-1}$
$Q_{pL}$	دبی روغن نشتی در پمپ، $m^3s^{-1}$
$Q_{s1}$	دبی روغن ارسالی به سیلندر کنترل، $m^3s^{-1}$
$Q_{s2}$	دبی روغن خروجی از سیلندر کنترل، $m^3s^{-1}$
$Q_v$	دبی روغن عبوری از روزنه‌ی سوپاپ جریان، $m^3s^{-1}$
$R_{As}$	مقاومت در برابر جریان روغن، $Nsm^{-5}$
$R_p$	شعاع گام پیستون‌ها در پمپ، m
$T_A$	گشتاور مقاوم وارد بر محور موتور، Nm
$u$	هم‌پوشانی سوپاپ کنترل جابجایی، m

حجم مجرای ورودی موتور هیدرولیک، $m^3$	$V_A$
حجم سیلندر کنترل پمپ، $m^3$	$V_c$
حجم خط فرمان سوپاپ کنترل جابجایی، $m^3$	$V_{Ls}$
حجم مجاری خروجی پمپ، $m^3$	$V_p$
جابجایی جزء متحرک سیلندر کنترل، $m$	$x_c$
جابجایی جزء متحرک سوپاپ کنترل، $m$	$x_s$
موقعیت اولیه‌ی جزء متحرک سوپاپ کنترل، $m$	$x_{si}$
موقعیت جزء متحرک روزنه‌ی قابل تنظیم، $m$	$x_v$
زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ، rad	$\alpha_{sp}$
مدول بالک روغن، $Nm^{-2}$	$\beta$
سرعت دورانی جزء متحرک موتور، $rad.s^{-1}$	$\phi_A$
زاویه‌ی خروج روغن از سوپاپ کنترل، rad	$\theta$

## ۶- مراجع

- [۱] نیک آندیش پ.، هیدرولیک مهندسی. انتشارات دانشگاه صنعتی جندی شاپور، دزفول، ۱۳۹۵.
- [2] Mondal N., Saha R. and Sanyal D., Pressure compensator design, simulation and performance evaluation of a variable displacement swash plate type axial piston pump. *Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences*, Vol. 39, No. 2, pp. 123-130, 2021.
- [3] Fang X., Ouyang X. and Huayong YH., Investigation into the effects of the variable displacement mechanism on swash Plate oscillation in high-speed piston pumps. *Applied Science*, Vol. 8, No. 5, pp. 658-674, 2018
- [4] Lovrec D., Kastrevc M. and Ulaga S., Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming machines. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 41, No. 1, pp. 1066-1075, 2009
- [5] Wu D., Schoenau G., Burton R. and Bitner D., Model and experimental validation of a load sensing system. *International Journal of Fluid Power*, Vol. 6, No. 3, pp. 5-18, 2005
- [6] Cui H.X., Feng K., Li H.L. and Han J.H., Response characteristics analysis and optimization design of load sensing variable pump. *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 9, No. 1, pp. 1-10, 2016.
- [7] Moslatt G.A., Hansen M.R. and Karlsen NS., A model for torque losses in variable displacement axial piston motors. *Modeling, Identification and Control*, Vol. 39, No. 2, pp. 107-114, 2018.
- [8] Casoli P., Pastori M., Scolari F. and Rundo M., Active pressure ripple control in axial piston pumps through high-frequency swash plate oscillations- a theoretical analysis. *Energies*, Vol. 12, No. 7, pp. 1377-1395, 2019.
- [9] Hong H., Zhao C., Zhang B., Bai D. and Yang H., Flow ripple reduction of axial piston pump by structure optimizing of outlet triangular damping groove. *Processes*, Vol. 8, No. 12, pp. 1664-1679, 2020.
- [10] Jian-Sen W., Wei-Dong C., Xin-Long H.E., Zheng-Rong W. and Zhi-Wei Z., General model for kinematic analysis of swash plate axial piston pump. *Journal of Lanzhou University of Technology*, Vol. 47, No. 5, pp. 59-64, 2021.
- [11] Zong J., Zhenyu W., Xiaochao L., Hujiang W., Pengyuan Q. and Weizhi Q., Multi-parameter load sensing pump model simulation and flow rate characteristics research. *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 35, No. 12, pp. 296-308, 2022.