



شبیه‌سازی دینامیک توربوپمپ موتور سوخت مایع همراه با اثر مسیرهای هیدرولیک درونی پمپ

محمد جواد منتظری¹، رضا ابراهیمی^{2*}

1- دانشجوی دکترای مهندسی هوافضا، آزمایشگاه احتراق و پیش‌رانش، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 16569-83911، rebrahimi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 09 مهر 1394

پذیرش: 21 آبان 1394

ارائه در سایت: 14 آذر 1394

کلید واژگان:

موتور سوخت مایع

توربوپمپ

دینامیک

حجم محدود

جریان‌های هیدرولیکی درونی

چکیده

رفتار دینامیکی پارامترهای هیدرولیکی جریان در رژیم گذرای عملکرد توربوپمپ موتورهای سوخت مایع، متأثر از عوامل متعددی است. در این مقاله، عواملی چون؛ اینرسی پمپ‌ها، موازنه‌ی توان پمپ‌ها با توربین، افزایش دمای سیال هنگام عبور از پمپ و تغییر بازده با تغییر دور توربوپمپ شبیه‌سازی شده‌اند. نخستین بار، پرشدگی مسیرهای اصلی پمپ و همچنین پرشدگی مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ نیز، در کنار معادلات اصلی پمپ، شبیه‌سازی و به‌کارگیری شده‌اند. این شبیه‌سازی با نوشتن معادلات دیفرانسیل حاکم بر هر عامل، کوپل کردن کلیه‌ی معادلات و سپس حل مساله به روش حجم محدود در نرم‌افزار سیمولینک متلب انجام شده است. نتایج مدل ریاضی حاصل با داده‌های تجربی یک توربوپمپ واقعی مقایسه شده و نشان داده شده که در صورتی که اثر مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ، در نظر گرفته نشود، «زمان تاخیر استارت توربوپمپ» تطابقی با نتایج ندارد و با اعمال این اثر، تطابق مناسب و قابل قبولی برقرار می‌شود. همچنین نشان داده شده است که با افزایش مقاومت و اندوکتانس مسیر درونی پمپ، می‌توان زمان تاخیر استارت را تغییر داد و از آن به‌عنوان پارامتر بهینه کردن فرایند استارت موتور استفاده نمود.

Dynamic simulation of the LPRE turbopump with considering the internal hydraulic flows of the pump

Mohammad Javad Montazeri, Reza Ebrahimi*

Combustion and Propulsion Laboratory, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 16569-83911, Tehran, Iran, rebrahimi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 01 October 2015
Accepted 12 November 2015
Available Online 05 December 2015

Keywords:

LPRE
Turbopump
Dynamic
Finite volume
Internal hydraulic flow

ABSTRACT

Dynamic character of the hydraulic parameters in the transient operating regime of the liquid propellant rocket engine (LPRE) depends on many factors. In this paper some of these factors such as pump inertia, power balance of pumps with turbine, temperature rise of working fluid in pump passages and variation of pump efficiency with the turbopump rotational speed are simulated. For the first time, filling of the inlet main pipeline and filling of the internal hydraulic channels of pump along with main pump equations are also simulated. To achieve this purpose, governing differential equations of each factor are derived, coupled with each other, and then solved by means of Finite Volume method in Simulink-MATLAB software. Results of this mathematical model are compared with experimental data of a real turbopump and shown that, without considering the internal hydraulic channels of the pump, "the delay time of the turbopump" is not matched with real results, but by taking the mentioned hydraulic effects into consideration, acceptable agreement would be achieved. Also shown, by changing the resistance and inductance values of internal channels of pump, the settling time of turbopump could be changed, and used as a good factor to optimize the LPRE start process.

1-مقدمه

سامانه‌ی تغذیه‌ی موتور - که می‌توان با آن رفتار سامانه‌ی تغذیه را مدل‌سازی کرد - «زمان تاخیر استارت توربوپمپ» است که می‌تواند به‌عنوان معیاری در بهینه‌سازی دینامیکی موتور مورد استفاده قرار گیرد.

برای محاسبه و تعیین «زمان تاخیر استارت توربوپمپ»، بایستی معادله‌ی هد و تعادل گشتاور پیچشی روی پمپ‌ها و توربین در رژیم گذرا نوشته شود [2]. غیر از این دو معادله - که معادله‌های اساسی کارکرد توربوپمپ هستند - بایستی پدیده‌های ویژه‌ی دیگری که در توربوپمپ رخ می‌دهد نیز، مدل‌سازی شود. هر چه این مدل‌سازی ریاضی دقیق‌تر باشد، دقت محاسبه‌ی زمان تاخیر بیشتر خواهد بود. در واقع، دقت این مدل، به

توربوپمپ در موتورهای سوخت مایع، وظیفه‌ی رساندن پیش‌رانه‌ی مایع از مخازن تحت فشار پایین به محفظه‌احتراق در دبی و فشار مناسب را به‌عهده دارد [1]. دینامیک توربوپمپ موتور سوخت مایع عبارت است؛ از تغییر شدید پارامترهای آن در فرایند عبور از رژیم گذرا تا رسیدن به رژیم نامی موتور، که در آن نیروی پیش‌ران به مقدار تعیین‌شده‌ی طراح می‌رسد [2].

در طول این فرایند، پارامترهای تمامی اجزای موتور در حال تغییر شدید هستند و ویژگی‌های دینامیکی آن‌ها بر رفتار گذرای موتور موثر است. اجزای سامانه‌ی تغذیه‌ی موتور نیز از این قاعده مستثنی نیستند. ویژگی اصلی

Please cite this article using:

M. J. Montazeri, R. Ebrahimi, Dynamic simulation of the LPRE turbopump with considering the internal hydraulic flows of the pump, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 337-345, 2015 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

برخوردار است. برای حل جریان در شبکه‌های هیدرولیکی، کدهای خاص و تجاری نیز توسعه داده شده‌اند. حل شبکه‌ی هیدرولیکی با نرم‌افزار لوپ³ بدون در نظر گرفتن فرایند پرشدگی‌های مسیر، با تعداد محدودی لوله قابل انجام است [7]. روش حل این نرم‌افزار معادلات جریان در حالت استاتیکی است.

برای حل جریان در شبکه‌ی هیدرولیکی توربوپمپ موتور اصلی شاتل⁴ از یک برنامه‌ی ویژه استفاده شده که گروه لاکهید مارتین آن را توسعه داده‌اند [8] که جزئیات آن ارائه نشده است.

از کدهای عمومی‌تر- که جنبه‌ی تجاری‌تری پیدا کرده‌اند- می‌توان به کد GFSSP اشاره کرد که در حالت‌های مختلفی نیز صحنه‌گذاری شده است. کاترین ون هوسر و همکارانش از مرکز فضایی مارشال درهانسویل آلاباما، روشی عددی را مبتنی بر حل معادلات جرم، اندازه حرکت، انرژی و غلظت در مسیرهای داخلی توربوپمپ‌ها ارائه کرده‌اند که می‌تواند دبی، دما، فشار و فاز را در هریک از نقاط اصلی یک توربوپمپ به‌دست آورد. او محاسبات خود را با نتایج تست‌های یک توربوپمپ واقعی به نام فست‌رک⁵ مقایسه کرده و دقت بسیار خوبی را گزارش کرده است [9]. در این تحقیق، شبیه‌سازی دینامیکی توربوپمپ به محاسبه‌ی مسیرهای داخلی توربوپمپ، کوپل نشده است.

نوآوری این مقاله نسبت به منابعی که گفته شد؛ در ترکیب معادله‌های اساسی دینامیک توربوپمپ، با پدیده‌های پرشدگی و لایه‌لایه بودن معادلات بازده پمپ‌هاست. در عین حال؛ برای نخستین بار اثر مسیرهای درونی توربوپمپ نیز بر دینامیک دیده شده است.

3- معادله‌های اساسی دینامیک پمپ

برای رسیدن به معادله‌ی گشتاور پیچشی در پمپ‌ها، عموماً از توان پمپ شروع می‌کنند. معادله‌ی توان هر پمپ به صورت رابطه (1) است:

$$N = \frac{\dot{m}H}{\eta_p} = \frac{\dot{m}\Delta p}{\rho\eta_p} \quad (1)$$

در رابطه‌ی (1) دبی و جرم‌حجمی پمپ مفروض است و هدف محاسبه‌ی اختلاف فشار (یا همان هد پمپ در حالت گذرا) و همچنین بازده است.

نویسندگان مختلفی به روش‌های گوناگون سعی در یافتن هد و بازده پمپ در حالت گذرا داشته‌اند [10-13]. یکی از دقیق‌ترین مدل‌ها را پروشوف براساس مشخصه‌های استاتیکی هد و گشتاور در توربوپمپ ارائه کرده است [2]. برای این منظور او، پمپ را به سه بخش اصلی تقسیم کرده، کانال همگرای ورودی پمپ⁶، پروانه (یا چرخ رانش)⁷ و کانال‌های درونی پمپ و در نهایت کانال خروجی پمپ (ولوت)⁸ (شکل 1). شکل 1 یک پمپ «نوعی» که در موتورهای سوخت مایع متداول است، را نشان می‌دهد. اجزای نشان داده شده در این شکل، در بسیاری از موتورهای سوخت مایع دیده می‌شوند. این پمپ شباهت زیادی هم، به پمپ مورد بررسی در این مقاله دارد.

پس از نوشتن معادله‌ی دینامیکی هر یک از این اجزاء- که همان معادله‌ی اختلاف فشار ورودی و خروجی هر جزء است- معادله‌ی نهایی پمپ از جمع جبری آن‌ها به‌دست می‌آید. در ادامه توضیح بیش‌تری درباره‌ی روش به‌دست آوردن معادله‌ی هر یک از این اجزاء ارائه می‌شود؛ ولی اساس نوشتن توسعه‌ی معادله‌ی انرژی برای هر جزء می‌باشد.

شناخت و در نظر گرفتن پدیده‌هایی که در فرایند گذرای کارکرد توربوپمپ رخ می‌دهد، بستگی دارد.

در فرایند استارت موتور سوخت مایع، پدیده‌های ویژه‌ی زیر به سامانه‌ی تغذیه‌ی موتور برمی‌گردد:

- پرشدگی فضای ورودی، فضای درونی پمپ‌ها تا خروجی آن‌ها؛
- لایه‌لایه بودن نمودار بازده پمپ‌ها در سرعت زاویه‌ای مختلف؛
- تغییر دمای سیال در عبور از پمپ‌ها؛
- پدیده‌های کاویتاسیونی و شبه‌کاویتاسیونی در ورود به پمپ‌ها؛

علاوه بر آن‌چه گفته شد، پمپ‌ها دارای راه‌گانه‌هایی درونی هستند که برای انتقال دبی جریان- جهت خنک‌کاری بلبرینگ‌ها، تعادل نیروهای محوری روتور و یا تزریق سیال پر فشار به ورود پمپ- تعبیه می‌شوند. سرعت پرشدگی و میزان دبی این مسیرهای درونی نیز، اثر قابل توجهی بر دینامیک استارت توربوپمپ‌ها دارد.

مدل‌سازی و شبیه‌سازی هم‌زمان این پدیده‌ها موضوع کار این مقاله است؛ البته به دلیل گستردگی موضوع، کاویتاسیون در این مقاله بررسی نشده است. پس از شبیه‌سازی این معادلات در نرم‌افزار سیمولینک متلب، جهت اعتباردهی مدل، نتایج با تست تجربی یک توربوپمپ مقایسه می‌گردد.

2- پیشینه‌ی پژوهش

تاریخچه‌ی مدل‌سازی و شبیه‌سازی توربوپمپ موتور سوخت مایع به قدمت طراحی و ساخت نخستین موتورهای باز می‌گردد. کاهش هزینه و زمان و کاستن از تکرار فرایند طراحی اولیه برای رسیدن به بهترین مشخصه‌های استاتیکی و دینامیکی موتور، مهم‌ترین سودمندی به‌کارگیری این روش است. خلاصه‌ای از پژوهش‌ها در ادامه ارائه شده است.

چیت‌ساز و همکاران مدلی را برای یک موتور سرمازا ارائه کرده‌اند که شرایط استاتیکی موتور را شبیه‌سازی کرده است و نتایج آن را با یک موتور واقعی مقایسه کرده‌اند [3]. این روش مبتنی بر مدل‌سازی ریاضی استاتیکی است و امکان شبیه‌سازی دینامیکی را ندارد.

دیمیانکو و همکاران، آخرین پیشرفت‌های دفتر طراحی خیم‌آفتومات در وارونژ روسیه را در زمینه‌ی توربوپمپ ارائه کرده است و تاکید می‌کند که روش‌های مدل‌سازی مبتنی بر مدل‌های واقعی¹ اثر قابل توجهی بر افزایش ایمپالس ویژه‌ی موتورهای این شرکت داشته است [4].

بولی و همکاران از شرکت پرت اند ویتنی، توصیفی از یک توربوپمپ موتور سیکل انبساطی سرمازا، ارائه کرده است که مدل‌سازی ریاضی جزئی از فرایند توسعه‌ی آن بوده است [5]. دو تحقیق اخیر نشان می‌دهد که مدل‌سازی ریاضی می‌تواند روش مناسبی توسعه‌ی توربوپمپ موتورهای سوخت مایع باشد.

هیامومی و همکاران با انجام آزمایش‌های تجربی بر روی تعدادی مارپیچ، تقریبی ریاضی برای تخمین زدن هد مکشی مثبت مارپیچ ارائه کرده است که برای مدل‌سازی‌های ریاضی مفید است [6].

هایدن از مرکز هوافضای آلمان بر این نکته تاکید دارد که فرایند طراحی توربوپمپ امری رفت و برگشتی است و یک سامانه‌ی تغذیه‌ی توربوپمپی² خوب، مصالحه و سازشی بین تمامی پارامترهای آن است [1] که زمان تاخیر توربوپمپ نیز یکی از آن‌هاست؛ به عبارت دیگر، به دست آوردن زمان تاخیر و دقت آن در توسعه‌ی یک توربوپمپ موتور سوخت مایع از اهمیت بالایی

1- surrogated model
2- pump-fed system

3- Loop
4- Space Shuttle Main Engine (SSME)
5- FASTRAK
6- inlet
7- Impeller
8- volute

با در نظر گرفتن معادله پیوستگی و جایگزینی آن در این عبارت، داریم:

$$p_{in} - p_{out} = \rho(z_{out} - z_{in})(g \sin \alpha_1 + j_z \cos \alpha_2) + \rho \left(\frac{V_{out}^2}{2} - \frac{V_{in}^2}{2} \right) + \left[\xi_{lo} + \xi_{fr} \frac{l}{d_e} + \frac{A^2}{A_{out}^2} \left(1 - \frac{A^2}{A_{in}^2} \right) \right] \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} + \frac{l}{A} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (4)$$

در معادله (4) ضریب مجذور دبی و ضریب مشتق زمانی دبی، اعداد ثابتی هستند که به هندسه و شرایط جریان ارتباط دارند [14] و تغییرات ارتفاعی نیز در قالب فشار هیدرواستاتیک به شکل p_z قابل بیان است، بنابراین داریم:

$$p_{in} - p_{out} = -p_z + \rho \left(\frac{V_{out}^2}{2} - \frac{V_{in}^2}{2} \right) + R\dot{m}^2 + L \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (5)$$

که در آن R ضریبی است که ویژگی‌های هندسی مسیر عبور سیال و رژیم جریان را در بر دارد و در کل بازتاب‌دهنده مقاومت مسیر است و L نیز اینرسی سیال در پرکردن مسیر با سطح مقطع متغیر را نشان می‌دهد. معمولاً دو عبارت نخست سمت راست معادله (5) در بسیاری مسیره‌ها، قابل صرف نظر کردن هستند. بدین ترتیب معادله ورودی و خروجی پمپ را می‌توان در حالت گذرا به صورت زیر نوشت:

$$p_{in} - p_1 = \frac{\rho}{2}(c_1^2 - c_{in}^2) + R_{in}\dot{m}^2 + L_{in} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (6)$$

$$P_2 - p_{out} = \frac{\rho}{2}(c_{out}^2 - c_2^2) + R_{out}\dot{m}^2 + L_{out} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (7)$$

3-2- معادله دینامیک پروانه

برای یافتن معادله دینامیک سیال در پروانه، معادله اندازه حرکت برای سیال در حال حرکت میان کانال‌های پروانه، نسبت به محور چرخش (محور پمپ) از ورود تا خروج آن نوشته می‌شود:

$$M = \frac{d}{dt} \int_1^2 r c_u dm \quad (8)$$

با در نظر گرفتن المان جرم $dm = \rho A dx$ و $c_u = u - w \cos \beta$ از مثلث سرعت‌ها در پروانه (شکل 3) و انجام انتگرال گیری جزء به جزء روی انتگرال رابطه (8)، رابطه (9) به دست می‌آید:

$$M = [r(u - w \cos \beta) \rho A V]_1^2 + \int_1^2 r \rho A \left(\frac{du}{dt} - \frac{dw}{dt} \cos \beta \right) dx \quad (9)$$

از سوی دیگر از دینامیک می‌دانیم که توان، مشتق زمانی انرژی جنبشی است یعنی؛ $P = \frac{dKE}{dt} = \frac{d}{dt} \int_1^2 \frac{c^2}{2} dm$ و از طرفی، براساس مثلث سرعت‌ها در پروانه $c^2 = w^2 + u^2 - 2wu \cos \beta$ است. بنابراین با جای‌گذاری سرعت مطلق در تعریف توان و انجام عملیات مشتق‌گیری، رابطه (10) حاصل می‌شود:

$$P = \left[\frac{1}{2}(w^2 + u^2 - 2wu \cos \beta) \rho A w \right]_1^2 + \int_1^2 [w \frac{dw}{dt} + u \frac{du}{dt} - (w \frac{du}{dt} + u \frac{dw}{dt}) \cos \beta] \rho A dx \quad (10)$$

با جای‌گذاری رابطه (9) و (10) در $-P = M\omega + p_1 A_1 w_1 - p_2 A_2 w_2$ که همان رابطه توان و گشتاور است - و با توجه به آن که $u = r\omega$ و این‌که از معادله پیوستگی مقدار wA ثابت است؛ و همچنین انجام انتگرال‌گیری و گذاشتن حدود انتگرال، رابطه‌ی توان به شکل اختلاف فشار در ورود و خروج پروانه به شکل زیر در می‌آید:

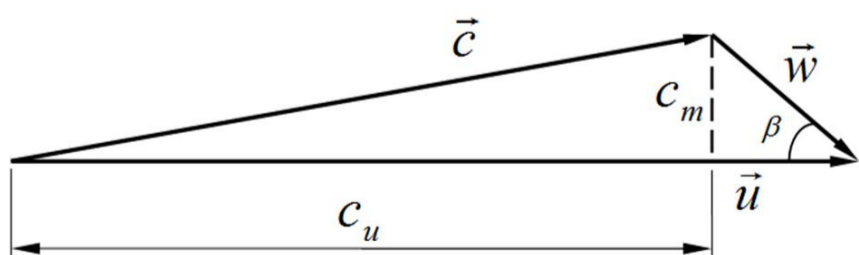


Fig. 3 Velocity angle in the impeller outlet

شکل 3 مثلث سرعت‌ها در خروج پروانه

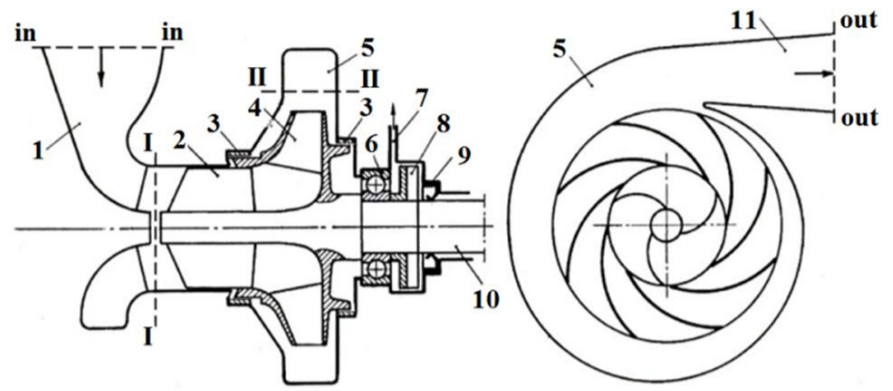


Fig. 1 Schematic of a typical LPRE centrifugal pump: 1. Inlet, 2. Inducer, 3. Floating ring, 4. Volute, 5. Ball bearing, 7. Leakage pipe, 8. Seal disk, 9. Packing, 10. Rotor, 11. Diffuser, in: pump inlet, I-I: impeller inlet section, II-II: impeller outlet section, out: pump outlet.

شکل 1 شماتیک پمپ گریز از مرکز یک موتور سوخت مایع؛ 1. ورودی، 2. مارپیچ (ایندیوسر)، 3. رینگ شناور، 4. پروانه، 5. ولوت، 6. بال‌برینگ، 7. لوله‌ی خروجی ناشی، 8. دیسک ناشی، 9. نشت‌بند، 10. روتور، 11. دیفیوزر، in: مقطع ورود پمپ، I-I: مقطع ورود پروانه، II-II: مقطع خروجی پروانه، out: مقطع خروج پمپ.

3-1- معادله دینامیک ورودی و خروجی پمپ

ورودی و خروجی پمپ همانند یک لوله فرض می‌شود (شکل 2) و معادله برنولی برای جریان ناپایای سیال را، در آن نوشته می‌شود. این معادله بیان می‌دارد که: «اختلاف فشار سکون ورود و خروج یک لوله در حالت کلی عبارتست از مجموع تغییر هد سرعت از ورود تا خروج به اضافه‌ی افت‌های مسیر».

با در نظر گرفتن کلیه مولفه‌های فشار؛ یعنی: فشار استاتیک محلی (p_{in}) ، فشار ناشی از هد ارتفاعی با شتاب جاذبه $(\rho g z_{in} \sin \alpha_1)$ ، فشار ناشی از هد ارتفاعی با شتاب جسم پرنده $(\rho j_z z_{in} \cos \alpha_2)$ و هد سرعت $(\rho V_{in}^2 / 2)$ و همچنین عبارت «تغییر فشار ناشی از تغییر سرعت» به صورت زیر:

$$F = ma = \rho A l \frac{dV}{dt}, \quad P = \frac{F}{A} = \rho l \frac{dV}{dt} \quad (2)$$

می‌توان معادله برنولی را در حالت ناپایا به صورت رابطه (3) می‌توان نوشت:

$$[p_{in} + \rho z_{in}(g \sin \alpha_1 + j_z \cos \alpha_2) + \rho \frac{V_{in}^2}{2}] - [p_{out} + \rho z_{out}(g \sin \alpha_1 + j_z \cos \alpha_2) + \rho \frac{V_{out}^2}{2}] = \rho l \frac{dV}{dt} + \left(\xi_{lo} + \xi_{fr} \frac{l}{d_e} \right) \rho \frac{V^2}{2} \quad (3)$$

در واقع این معادله، تغییرات انرژی در یک خط جریان (سمت چپ معادله) را، به دو بخش تقسیم کرده است؛ یکی ترم اول در سمت راست که ناشی از ناپایایی جریان است و دیگری ترم دوم سمت راست که ناشی از حالت پایایی جریان می‌باشد.

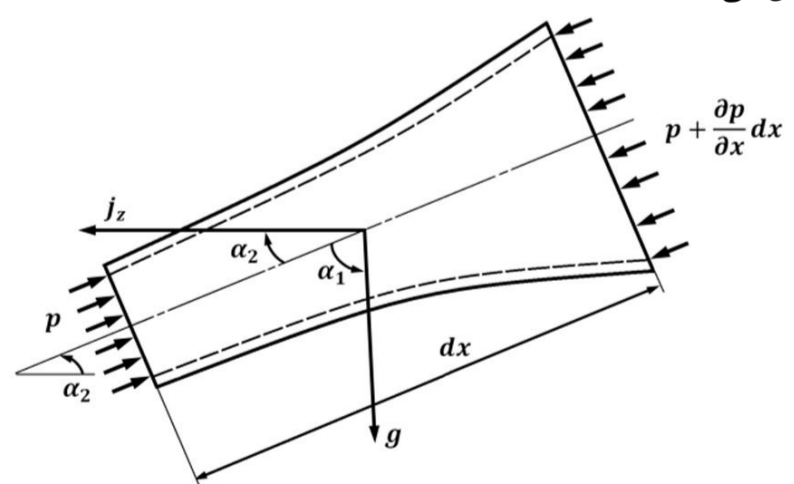


Fig. 2 A typical passage of the flow, flow axis angles with horizon and acceleration direction of flying object [14]

شکل 2 کانال عبور جریان و زوایای محور جریان با افق و جهت شتاب‌گیری جسم پرنده [14]

$$A = (0.97 + 0.8q) \left(\frac{H}{\omega^2}\right)_n, \quad B = (0.325 - 0.8q) \left(\frac{H}{\omega^2}\right)_n \left(\frac{Q}{\omega}\right)_n$$

$$C = 0.296 \left(\frac{H}{\omega^2}\right)_n \left(\frac{Q}{\omega}\right)_n, \quad q = \frac{1}{1 + \frac{2\pi H n b_2 \tan \beta_2 b}{Q \omega n k_z \eta_{hn}}} \quad (19)$$

در رابطه‌های بالا q برحسب پارامترهای هندسی پمپ و ویژگی‌های هیدرولیکی آن در حالت نامی تعریف می‌شود و نوعی پارامتر دبی است. رابطه‌ی (18) مبتنی بر شرایط کاملا استاتیکی است و وضعیت دینامیکی پمپ را شامل نمی‌شود؛ در حالی که در واقع، پمپ در شرایط کاملا پویا و دینامیک کار می‌کند و تضمینی برای تثبیت پارامترها- به ویژه سرعت زاویه‌ای - وجود ندارد. بنابراین فرض «شبه‌پایا»¹ بودن فرایند، مطرح می‌شود؛ یعنی در استارت موتور، هر سرعت زاویه‌ای که روتور توربوپمپ به آن می‌رسد را، متناظر با یک «منحنی مشخصه» به شکل رابطه‌ی (18) فرض می‌کنند.

5- مدل‌سازی تغییر دمای سیال در عبور از پروانه

عبور سیال از پمپ و کار پروانه روی آن، باعث اندکی افزایش دما در سیال عبوری از پمپ می‌گردد که این امر موجب تغییر جرم‌حجمی سیال می‌شود. این موضوع در سیالات سرمازا از اهمیت بیش‌تری برخوردار است.

با توجه به آن که جرم‌حجمی سیال به دما و فشار بستگی دارد؛ یعنی $\rho = f(p, T)$ برای محاسبه‌ی جرم‌حجمی، فشار و دمای سیال را، میانگین فشار و دمای ورود و خروج سیال در نظر می‌گیریم؛ یعنی:

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad p_m = \frac{p_{in} + p_{out}}{2} \quad (20)$$

با نوشتن معادله‌ی پایستگی انرژی در پمپ و صرف‌نظر کردن از تغییرات گرمای ویژه‌ی سیال با دما ($c_p = c_{p,in} = c_{p,out}$) و این که جرم سیال داخل پمپ از حجم پمپ قابل محاسبه است ($m_{pump} = \rho_i V_{pump}^*$) معادله‌ی تغییرات دمای سیال درون پمپ به صورت زیر در می‌آید:

$$\rho_i V_{pump}^* \frac{dT_m}{dt} = \dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} (2T_m - T_{in}) + \frac{(1-\eta)}{c_p} P_{pump} \quad (21)$$

که در آن تمام پارامترها به جز T_m معلوم و در فرایند حل مدل دینامیکی در حال محاسبه هستند. با تعیین T_m از این معادله و فشار p_m ، محاسبه‌ی ρ_i برای هر پیش‌رانده‌ای با روابطی معمول از هندبوک‌ها - مانند [17] امکان‌پذیر خواهد بود.

6- بازده پمپ‌ها

تخمین مقدار بازدهی که در رابطه‌ی (1) (توان پمپ) وارد می‌شود، در مرحله‌ی طراحی اولیه- که تنها یک اسکچ از پمپ در دست است - براساس نمودارهای عمومی شده‌ی² پمپ‌های موجود، انجام می‌گیرد. مجموعه‌ای از این نمودارها و معادله‌های تحلیلی- که از آنها استنتاج شده- در مراجع [16,15,13] وجود دارد. به‌عنوان نمونه اوسیانیکوف و باروفسکی [13] رابطه‌ی تحلیلی (22) را ارائه کرده است:

$$\eta = A \left(\frac{Q}{\omega}\right) - B \left(\frac{Q}{\omega}\right)^2 + C \left(\frac{Q}{\omega}\right)^3 - D \left(\frac{Q}{\omega}\right)^4 \quad (22)$$

که در آن ضرایب ثابت به صورت زیر هستند:

$$A = \frac{2.69\eta_n}{\left(\frac{Q}{\omega}\right)_n}, \quad B = \frac{2.65\eta_n}{\left(\frac{Q}{\omega}\right)_n^2}, \quad C = \frac{1.22\eta_n}{\left(\frac{Q}{\omega}\right)_n^3}, \quad D = \frac{0.26\eta_n}{\left(\frac{Q}{\omega}\right)_n^4}$$

و مقادیر بازده در حالت نامی پمپ را می‌توان برحسب سرعت مخصوص پمپ (n_s)، برای هر یک از پمپ‌های سوخت و اکسیدکننده به‌عنوان نمونه از رابطه‌های زیر به دست آورد [15]:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} [(u_1^2 - w_1^2) - (u_2^2 - w_2^2)] + \rho \int_1^2 \left[\frac{dw}{dt} - \frac{du}{dt} \cos \beta \right] dx \quad (11)$$

انتگرال را در رابطه‌ی فوق باز می‌کنیم:

$$\rho \int_1^2 \left[\frac{dw}{dt} - \frac{du}{dt} \cos \beta \right] dx = \int_1^2 \rho \frac{dw}{dt} dx - \int_1^2 \rho \frac{du}{dt} \cos \beta dx \quad (12)$$

با توجه به تعریف سرعت نسبی در خروج از پروانه $w = \frac{\dot{m}}{2\pi r \rho b_2 \sin \beta \varphi}$ از مرجع [15]، بخش اول انتگرال بالا این گونه است:

$$\int_1^2 \rho \frac{dw}{dt} dx = L_{im} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (13)$$

که L_{im} در طرف راست تساوی، عبارت است از اینرسی جرمی سیال در عبور از پروانه. از تعریف $u = r\omega$ انتگرال دوم رابطه‌ی (12) به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\int_1^2 \rho \frac{d(r\omega)}{dt} \cos \beta dx = R_{im} \frac{d\omega}{dt} \quad (14)$$

ثابت R_{im} مجموع عبارت $\rho r \cos \beta \Delta x$ در هر مقطع پروانه است. بنابراین معادله‌ی (11) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} [(u_1^2 - w_1^2) - (u_2^2 - w_2^2)] + L_{im} \frac{d\dot{m}}{dt} + R_{im} \frac{d\omega}{dt} + R_{im} \dot{m}^2 \quad (15)$$

عبارت آخر در سمت راست معادله‌ی (15) افت هیدرولیکی مسیر عبوری جریان از کانال میان‌پره‌ای پروانه است و با فرض کردن مسیر پروانه به شکل یک اریفیس، به دست آمده است.

3-3 معادله‌ی دینامیک پمپ

برای به دست آوردن رابطه‌ی فشار ورود و خروج پمپ، سه معادله‌ی (6)، (7) و (15)، بایستی با هم جمع شوند:

$$p_{out} - p_{in} = \frac{\rho}{2} [(c_2^2 - c_{out}^2) + (u_2^2 - w_2^2) - (u_1^2 - w_1^2) - (c_1^2 - c_{in}^2)] - [R_{in} + R_{out} + R_{im}] \dot{m}^2 - [L_{in} + L_{out} + L_{im}] \frac{d\dot{m}}{dt} + R_{im} \frac{d\omega}{dt} \quad (16)$$

با توجه به آن که در حالت پایای کارکرد پمپ، $d\dot{m}/dt$ و $d\omega/dt$ برابر صفر هستند، دو ترم نخست سمت راست رابطه‌ی (16)، همان «اختلاف فشار حالت استاتیک» یا هد پمپ در حالت پایا در هر سرعت زاویه‌ای است که در جرم‌حجمی سیال ضرب شده. از این‌رو می‌توان اختلاف فشار ورود و خروج پمپ را به صورت نهایی زیر نوشت:

$$p_{out} - p_{in} = \rho H_{st} - L_{pump} \frac{d\dot{m}}{dt} + R_{pump} \frac{d\omega}{dt} \quad (17)$$

رابطه‌ی بالا نشان می‌دهد که چگونه اختلاف فشار خروجی و ورودی پمپ، از تغییرات زمانی دبی و سرعت‌زاویه‌ای و همچنین مقدار جرم‌حجمی سیال و هد استاتیک آن در هر سرعت‌زاویه‌ای متاثر می‌شود.

4-4 هد پمپ در حالت شبه‌پایا

در شرایط آزمایشگاهی که دور و دبی پمپ کاملا کنترل می‌شوند، منحنی مشخصه‌ی پمپ یعنی؛ رابطه‌ی H و نسبت Q/ω از رابطه‌ای مانند رابطه‌ی (18) به دست می‌آید [16,15]:

$$\frac{H}{\omega^2} = A + B \left(\frac{Q}{\omega}\right) - C \left(\frac{Q}{\omega}\right)^2 \quad (18)$$

پژوهش‌گران توربوماشینی، هر یک ضرایب مختلفی را برای رابطه‌ی بالا ارائه می‌کنند. برای پمپ‌های گریز از مرکز موتورهای سوخت مایع، اوسیانیکوف [13]، مقادیر این ضرایب را به صورت زیر ارائه کرده است:

1- quasi-stationary
2- generalized pump characteristic

8- مدل‌سازی مسیرهای درونی پمپ

عموماً برای تحلیل جریان در مسیرهای درونی توربوپمپ از روش‌های مبتنی بر حجم محدود استفاده می‌شود. همان‌گونه که در بخش 2 همین مقاله گفته شد؛ در این روش‌ها، معادلات اساسی جریان- شامل پیوستگی، انرژی، و اندازه حرکت- برای هر یک از المان‌های مسیر هیدرولیکی نوشته می‌شود و به صورت دسته‌ای از معادلات حل می‌گردد (به‌عنوان نمونه مرجع [9]).

یکی از اصلی‌ترین ایرادهای این روش، مشکل بودن مدل‌سازی پدیده‌های همراه با سیال است. مثلاً معادلات اساسی را به سختی می‌توان به شکلی دوفازی درآورد؛ به‌گونه‌ای که بتواند، کاپیتاسیون در ورود به پمپ را مدل‌سازی کند. حتی در صورت انجام این امر، انطباق نتایج با واقعیت، کم خواهد بود؛ چرا که معادلات، با داده‌های تجربی کالیبره نشده‌اند. تجربه‌ی کار تحلیلی روی جریان‌های دوفازی، این امر را اثبات می‌کند [22].

معمولاً شبکه‌ی درونی جریان، در پمپ‌های موتورهای سوخت مایع پیچیده است و شامل اجزای مختلفی همچون؛ گپ، شل، سوراخ، لوله، فضاهای تخلیه و شارژ سیال، بلبرینگ و دیسک است که برای مدل‌سازی هر یک باید تکنیک ویژه‌ای به کار برد (به شکل 1 نگاه کنید). بیش‌ترین خطای حل چنین شبکه‌هایی از مدل‌های نامنطبق¹ ناشی می‌شود [22]. نمونه‌ای از این مسیرها در توربوپمپ مورد بررسی این مقاله، در شکل 5 ارائه شده است.

منتظری و همکاران در مرجع [23] به تفصیل درباره‌ی روش به‌دست آوردن معادلات مسیرهای درونی توربوپمپ؛ به‌گونه‌ای که با معادلات اساسی توربوپمپ و پدیده‌ها، بیش‌ترین انطباق را داشته باشند، توضیح داده‌اند. در این رویکرد، هر المان از مسیرهای هیدرولیکی پمپ به‌صورت یک لوله‌ی دارای قطر، طول و جنس معین، شبیه‌سازی می‌شود (شکل 6) که دارای چهار ویژگی مرتبط با هندسه‌ی خویش است:

- مقاومت هیدرولیکی که شامل هر دو مقاومت اصطکاکی ξ_{fr} و محلی ξ_{lo} است (R) و همان مقاومت اکتیو² می‌باشد؛

- اینرسی سیال در عبور از المان یا مقاومت ظاهری (L) که به نام اندوکتانس³ هم شناخته می‌شود؛

- تراکم‌پذیری محیط المان (C) که معادل همان ظرفیت خازنی⁴ است

- ضریب تغییرات فشار ناشی از نرخ تغییر شکل محیط (r) .

علاوه بر این چهار ویژگی هیدرولیکی، هر المان دارای حجم مشخصی است که در طول زمان پر می‌شود (\bar{v}) .

برای توربوپمپ مورد مطالعه در این مقاله (شکل 5) مسیرهای هیدرولیکی به صورت شکل 7 شبیه‌سازی می‌شوند که در آن، هر المان دارای یک گره در ورود و یک گره در خروج است و همان پنج ویژگی یاد شده (R, C, L, r, \bar{v}) را داراست.

مرجع [23] به جای معادلات اساسی، از معادلات «منتج» از معادلات اساسی، استفاده کرده است. این معادلات شامل سه دسته هستند که برای گره ورود و خروج هر المان نوشته می‌شوند:

- تغییرات دبی (منتج از معادله‌ی پیوستگی) با در نظر گرفتن پرشدگی:

$$\frac{d\dot{m}_{i+1}}{dt} = \frac{1}{L\bar{v}} \left(p_i - p_{i+1} - \frac{1}{\rho} R\dot{m}_i |\dot{m}_i| \right) \quad (25)$$

1- منظور از مدل‌های نامنطبق، مدل‌هایی است که برای یک حالت خاص توسعه یافته‌اند؛ اما در حالت عمومی استفاده می‌شوند. مثلاً ضریب افت جریان برای یک شل غیرگردنده در آزمایشگاه به دست آمده و برای حالت گردنده در توربوپمپ استفاده می‌شود.

2- active resistance
3- inductance
4- capacitance

$$\eta_{n,ox} = -4.777 + 3.941n_s^{0.25} - 0.710n_s^{0.5} \quad 19 \leq n_s \leq 70$$

$$\eta_{n,fu} = -1.544 + 1.233n_s^{0.25} - 0.167n_s^{0.5} \quad 37 \leq n_s \leq 124$$

بدین ترتیب تمامی عبارات‌های لازم برای محاسبه‌ی توان پمپ در حالت گذرا محاسبه گردید.

7- مدل‌سازی لایه‌لایه بودن نمودار بازده پمپ‌ها

نمودار بازده پمپ‌ها در دوره‌های مختلف به صورت لایه‌لایه است [18] و با کاهش سرعت زاویه‌ای پمپ، بازده کل آن کاهش می‌یابد (شکل 4).

اگر تغییر بازده پمپ با تغییر سرعت زاویه‌ای در مدل‌سازی مدنظر قرار نگیرد، خطای محاسبات بالا می‌رود.

مرجع [19] رابطه‌ی زیر برای در نظر گرفتن، تغییرات بازده با تغییر دور پمپ پیشنهاد داده است:

$$\eta_\omega = \frac{\eta}{\eta + (1-\eta)\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^{0.17}} \quad (23)$$

در مرجع [20] نیز رابطه‌ای به صورت زیر پیشنهاد شده:

$$\eta_\omega = 1 + (1-\eta)\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^{0.20} \quad (24)$$

بررسی نشان می‌دهد، تغییر بازده در رابطه‌ی (24) بیش‌تر از تغییر در رابطه‌ی (23) است. چرواکف و همکاران در مقاله‌ای در دانشگاه قازان روسیه [21]، با بررسی اثر سرعت زاویه‌ای پمپ بر بازده آن در رژیم پایا و گذرا، پیشنهاد می‌دهند که برای موتورهای تراست بالا از رابطه‌ی (23) و برای تراست پایین و متوسط از رابطه‌ی (24) با نمای 0/25 استفاده شود.

مجموعه‌ی معادلات (1)، (17)، (18)، (21)، (22) و (24) با در نظر گرفتن پدیده‌هایی که در مقدمه‌ی این مقاله گفته شد، برای مدل‌سازی دینامیک توربوپمپ کافی است؛ برای مدل‌سازی مسیرهای درونی توربوپمپ نیز بایستی، معادلات بخش بعدی را مد نظر قرار داد.

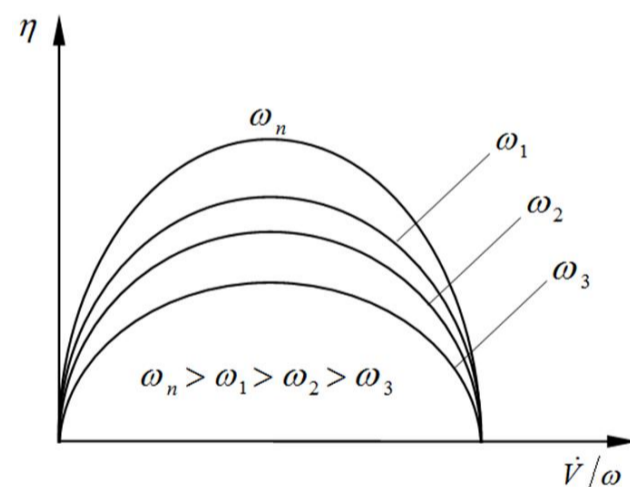


Fig. 4 Pump efficiency in the various rotational speed

شکل 4 بازده پمپ در اثر تغییر سرعت زاویه‌ای

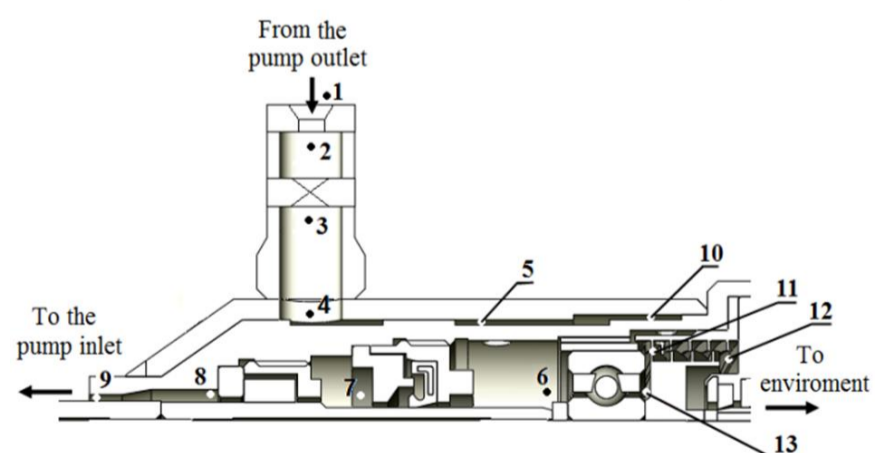


Fig. 5 Schematic of the internal hydraulic passage of the investigated centrifugal pump (The numbers show the main nodes of the flow passes)

شکل 5 شمایی از مسیر هیدرولیکی پمپ موتور سوخت مایع مورد بررسی (شماره‌ها، گره‌های اصلی مسیر را نشان می‌دهند)

شبیه‌سازی می‌کنیم. شمایی از شبیه‌سازی پمپ در شکل 8 و شمایی از شبیه‌سازی لوله در شکل 9 دیده می‌شود. برای حل معادلات از روش رانچ کوتای مرتبه چهار با گام زمانی ثابت 10^{-5} استفاده شده است. با توجه به رویکرد مدل‌سازی - که به روش حجم محدود انجام شده است- گام زمانی مناسب، براساس بازه‌ی مناسب عدد کورانت ($LS/(at) > 1$) انتخاب می‌شود.

10- نتایج و بحث

شکل‌های 10 تا 12، نتایج شبیه‌سازی این مدل را نشان می‌دهد. در تمامی نمودارها، فشار برحسب فشار نامی پمپ موردنظر، بی‌بعد شده است. در ابتدا پمپ موتور نمونه، بدون در نظر گرفتن مسیرهای درونی مدل‌سازی گردید. نتیجه‌ی این مدل‌سازی در شکل 10 نمایش داده شده است. این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که حالت گذرا به خوبی مدل نشده است و زمان رسیدن به حالت نامی (زمان تاخیر توربوپمپ) نیز با تست انطباق مناسبی ندارد.

با اضافه کردن اثر مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ، نتایج دگرگون می‌شود (شکل 11). این شکل نشان می‌دهد که هم‌آوایی پمپ در حالت گذرا، انطباق بسیار بهتری دارد و در عین حال، «زمان رسیدن به حالت نامی» نیز به انطباق کامل رسیده است. نمودار شکل 11 نشان می‌دهد که مسیرهای درونی پمپ گریز از مرکز (مانند شکل 1)، دارای اثر مستقیمی بر «زمان رسیدن به حالت نامی» هستند. بدین ترتیب؛ اگر به طراح پمپ الزام شده باشد که «زمان رسیدن به مقدار نامی» در پمپ را در محدوده‌ی معینی نگاه دارد، طراح می‌تواند با تغییر پارامترهای هندسی مسیر هیدرولیکی درونی پمپ - در واقع تغییر پارامترهای R, L, C - بر این زمان اثر بگذارد.

در شکل 12، با افزایش اندوکتانس المان 4-5 و افزایش مقاومت اصطکاکی المان 5-10 این موضوع آزموده شده است. این شکل نشان می‌دهد که «زمان رسیدن به مقدار نامی» در پمپ گریز از مرکز، افزایش یافته است. به عبارت دیگر تغییر در زمان تاخیر توربوپمپ تحت کنترل طراح قرار دارد.

جدول 1 مقادیر اندوکتانس، مقاومت اصطکاکی و محلی و ظرفیت خازنی المان‌های مسیرهای درونی پمپ مورد مطالعه، مطابق هندسه‌ی شکل‌های 5 و 7

Table 1 The values of the inductance, frictional and local resistance and capacitance of elements of the internal flow passes of the investigated pump according to Fig. 5 and 7.

المان	نوع المان	L [m ⁻¹]	$\xi_{fr} \times 10^{-6}$ [m ⁻²]	$\xi_{lo} \times 10^{-6}$ [m ⁻²]	C [mm ³]
1-2	اریفیس	165	13790	0	14
2-3	شیر	500	150	0	4750
3-4	لوله	2826	31.2	0	36149
4-5	شل	250	0.43	0	6903
5-6	سوراخ و حفره	1237	2.3	0.0015	38630
5-10	سوراخ و شل	150	1650	3.0	8642
10-11	لابیرنت	2577	7818	0	81
11-12	شل	104	24.9	20	408
6-12	بال‌برینگ	90	7070	0	1089
6-7	گپ	886	1315	1550	823
7-8	گپ و حفره	1161	0.18	3.25	6578
8-9	گپ	6544	15600	26.1	62

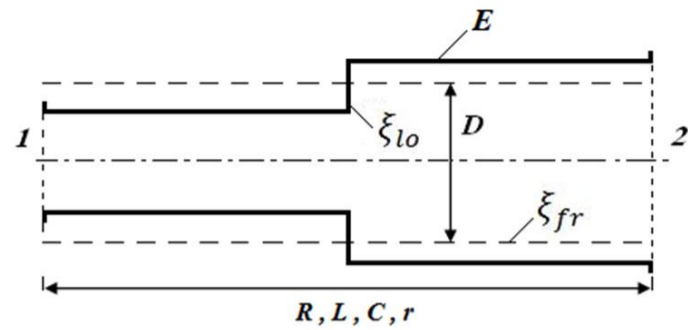


Fig. 6 A simple pipe element with the frictional and local resistance and an equivalent length and diameter

شکل 6 المان ساده لوله دارای مقاومت اصطکاکی و محلی، با طول و قطر معادل شده - تغییرات فشار (منتج از معادله‌ی اندازه‌حرکت):

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_{i+1}}{C} + r \left(\frac{d\dot{m}_i}{dt} - \frac{d\dot{m}_{i+1}}{dt} \right) \quad (26)$$

- تغییرات لحظه‌ای پر شدن المان:

$$\frac{d\bar{v}_i}{dt} = \frac{1}{\rho V^*} \dot{m}_i \quad (27)$$

که در آن $r = \varepsilon a/A$ و $R = \xi_{fr} \bar{v}_i + \xi_{lo}$ ، $C = \rho V/E$ ، $L = l/A$ است.

مجموعه‌ی معادلات (25)، (26) و (27) هر المان از یک مسیر هیدرولیکی را، یک لوله‌ی در حال پر شدن از سیال فرض می‌کند که تراکم‌پذیری سیال و الاستیسیته دیواره‌ی لوله در آن دخیل هستند و هندسه‌ی محیط نیز در ضرایب هیدرولیکی مسیر پنهان شده‌اند. برای شبیه‌سازی المان‌های مسیر درونی پمپ، قطر هیدرولیکی معادل هر یک از این اجزاء، محاسبه می‌گردد و طول لوله، به گونه‌ای در نظر گرفته می‌شود که حجم المان معادل، برابر حجم المان اصلی باشد.

9- فرایند حل مساله

فرایند حل شامل؛ مدل‌سازی (شکل 7)، محاسبه‌ی المان‌ها (جدول 1) و شبیه‌سازی (شکل‌های 8 و 9) می‌باشد.

توربوپمپ مورد بررسی در این تحقیق، از یک پمپ اکسیدکننده و یک پمپ سوخت که روی یک روتور واحد نصب شده‌اند، تشکیل شده است (شکل 1). توربین اصلی این مجموعه از نوع ضربه‌ای است. نشستی‌های مسیر سوخت و اکسیدکننده از مسیر پشت دیسک نشستی با مجموعه‌ای از آبدها، از یکدیگر جدا شده‌اند. مسیرهای درونی این توربوپمپ در شکل 5 و مدل این مسیرها، در شکل 7 نمایش داده شده است.

در قدم بعدی، مقادیر جدول 1 با استفاده از هندبوک‌های مقاومت هیدرولیکی [24] و با به‌کارگیری روابط یادشده در بخش پیشین محاسبه شده‌اند. سپس، معادلات گسسته‌سازی شده در بخش‌های 9 و 10 را - به عنوان مدل ریاضی توربوپمپ - در محیط نرم‌افزار سیمولینک متلب،

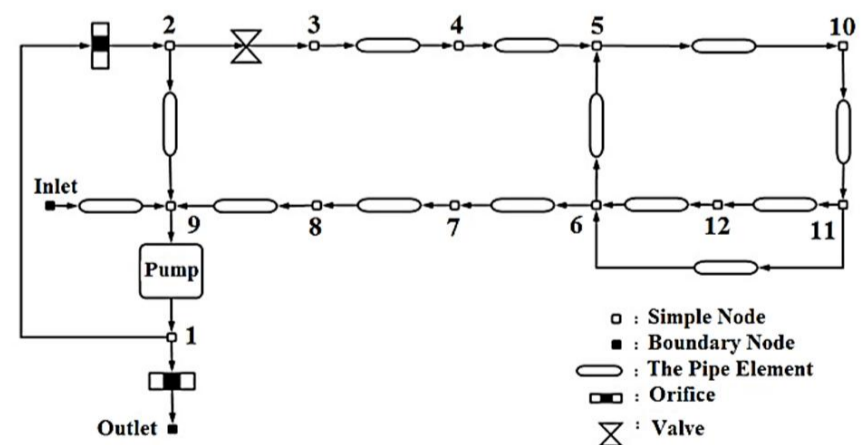


Fig. 7 The model of the internal hydraulic paths of the investigated pump

شکل 7 مدل مسیرهای هیدرولیکی پمپ مورد بررسی

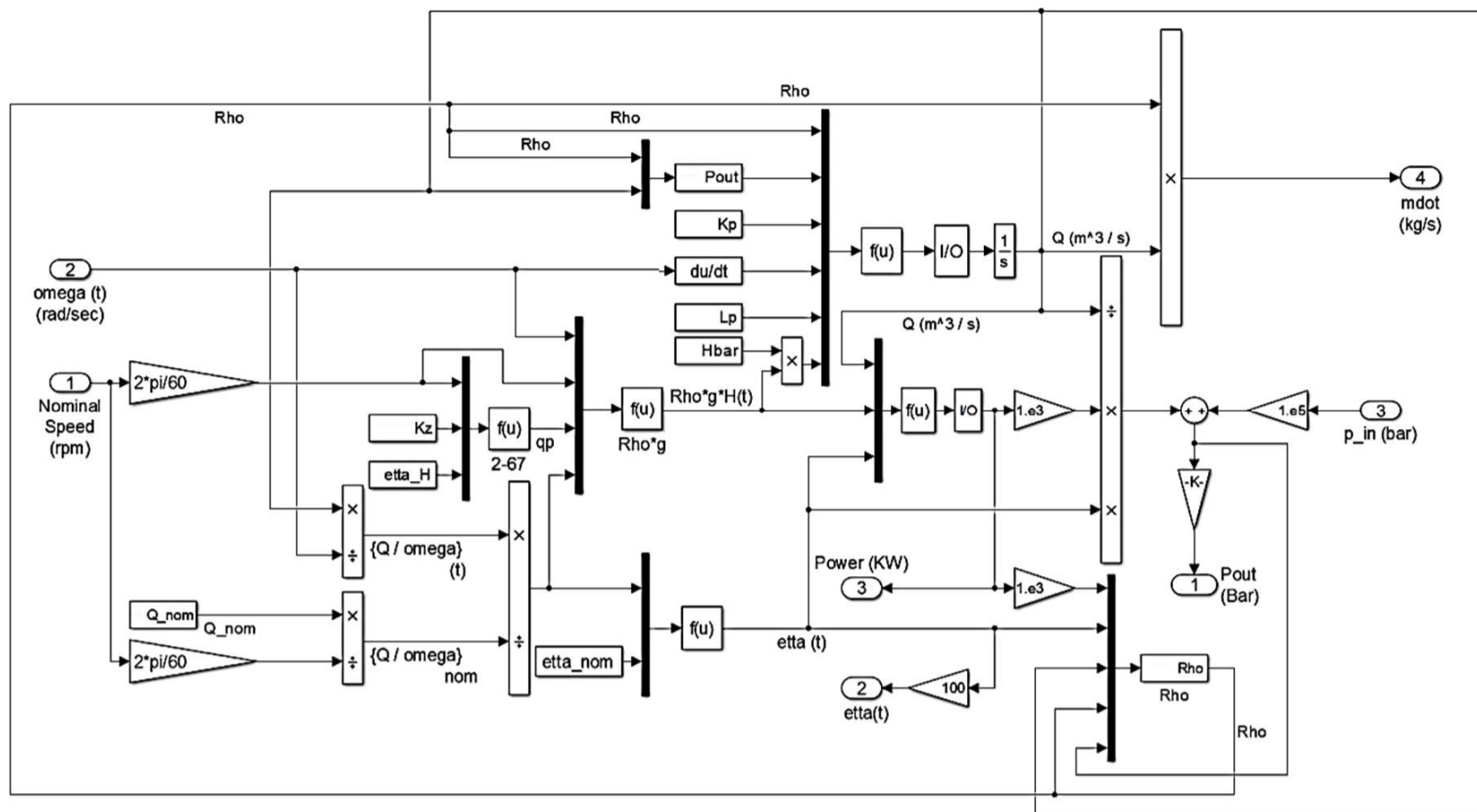


Fig. 8 Simulated model of the pump in Simulink-MATLAB (All parameters are defined in the manuscript text)

شکل 8 شمایی از شبیه‌سازی پمپ در نرم‌افزار سیمولینک متلب (پارامترها در متن معرفی شده‌اند)

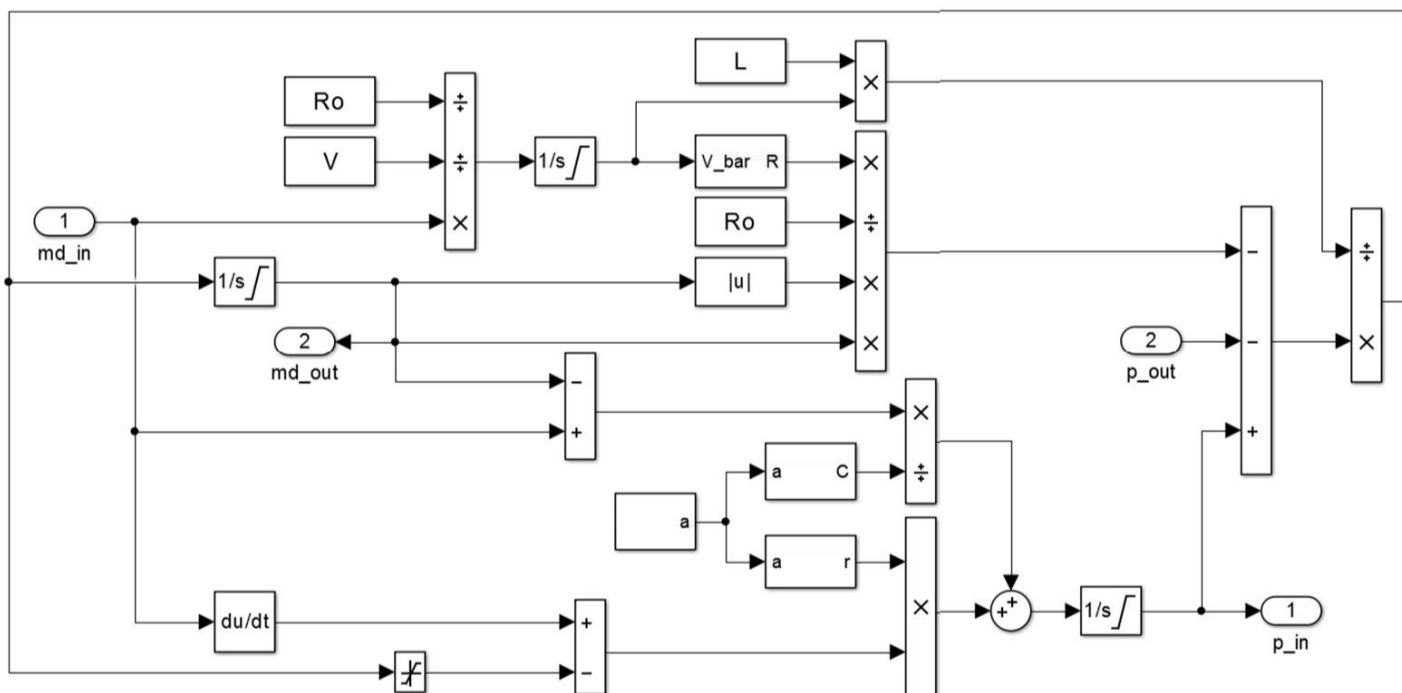


Fig. 9 Simulated model of a hydraulic pipe element in Simulink-MATLAB (All parameters are defined in the manuscript text)

شکل 9 شمایی از شبیه‌سازی المان لوله هیدرولیکی در نرم‌افزار سیمولینک متلب (پارامترها در متن معرفی شده‌اند)

اولیه از «زمان تاخیر پمپ در فرایند استارت» ایجاد می‌شود و دقت این تخمین با، مدل‌سازی ریاضی «مسیرهای درونی پمپ» افزایش می‌یابد. روش به کار گرفته شده، در عین این که ساده و راه‌گشاست، می‌تواند با اعمال معادلات دیفرانسیل پدیده‌های مختلف دیگر (مانند کاویتاسیون)، به‌سادگی توسعه یابد؛ این در حالی است که در دیگر روش‌ها، به دلیل نیاز به حل سیالاتی جریان، فرایند حل، گران و زمان‌بر است. به بیان دیگر، روش ارائه شده در این مقاله، می‌تواند در مراحل اولیه‌ی توسعه‌ی موتور سوخت مایع - که هنوز امکانات لازم برای تست‌های هیدرولیکی پمپ‌ها فراهم نیست - تخمین مناسبی از شرایط گذرای پمپ ارائه کند.

نتیجه‌ی مهم دیگری که روش پیشنهادی در این مقاله دارد، این است که با تغییرات بسیار ساده در طراحی مسیرهای درونی پمپ - مانند آن چه

در عین حال، همین نمودار نشان می‌دهد که گذر فشار تا رسیدن به مقدار نامی، اختلاف چندانی با شکل 11، ندارد. نبود اختلاف ناچیز بین شکل‌های 11 و 12 در گذر فشار تا مقدار نامی، یک مزیت محسوب می‌شود؛ چرا که با این روش، بدون تغییر قابل توجه در رفتار حالت گذرای پمپ، امکان تغییر «زمان تاخیر توربوپمپ» ایجاد گردیده است؛ این در حالی است که در روش‌های دیگر - مثلا دست‌کاری شیرآلات کنترلی موتور - احتمال تغییر الگوی رسیدن به مقدار نامی وجود دارد. یعنی؛ اوج‌گیری فشار پمپ، تغییر چندانی را نسبت به حالت قبل نشان نمی‌دهد.

به صورت خلاصه شکل‌های 10 تا 12، نشان می‌دهد که با مدل‌سازی ریاضی عملکرد اصلی پمپ (افزایش فشار پیش‌رانه) و برخی پدیده‌های مهم (پرش‌دگی مسیرها، گرم شدن سیال، تغییر بازده با دور) در آن، امکان برآورد

در شکل 5 نمایش داده شده است - بدون آن که لازم باشد طراحی پروانه تغییر کند، می‌توان بر رفتار گذرای پمپ تاثیر گذاشت و آن را تغییر داد. این موضوع، در مراحل ابتدایی توسعه موتورهای سوخت مایع اهمیت زیادی دارد؛ چراکه با تغییر طراحی پروانه، تغییرات اساسی در بالانس موتور و دیگر اجزای آن ایجاد می‌شود؛ در حالی که همواره طراحان به دنبال راه‌هایی برای کاهش تغییرات ناشی از بهینه‌سازی های خود، در مراحل توسعه موتور هستند. از این رو، روش پیشنهادی ارزش بالایی دارد.

پنج نتیجه‌ی مشخص از این تحقیق حاصل می‌شود:

- امکان مدل‌سازی «زمان تاخیر استارت پمپ» در مراحل اولیه طراحی وجود دارد؛

- پدیده‌های پرشدگی مسیرهای درونی پمپ، اثر قابل توجهی بر «زمان تاخیر استارت پمپ» دارند؛

- امکان تغییر «زمان تاخیر استارت پمپ» با تغییرات ساده در طراحی مسیر هیدرولیک درونی پمپ وجود دارد؛

- اثر تغییرات مسیر هیدرولیک درونی پمپ بر رفتار دینامیکی پمپ ناچیز است؛

- کارایی روش ارائه شده در این مقاله، در مراحل اولیه طراحی موتورهای سوخت مایع بالاست.

11- جمع‌بندی

مدل ریاضی توربوپمپ موتور سوخت مایع با در نظر گرفتن پدیده‌های پرشدگی فضای ورودی، فضای درونی پمپ‌ها، تغییر بازده با دور توربوپمپ، تغییر دمای سیال در عبور از پمپ‌ها و همچنین شبیه‌سازی راه‌گانه‌های درونی پمپ گریز از مرکز، توسعه داده شد. نشان داده شد که بدون در نظر گرفتن مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ، تطابق نامناسبی بین «زمان رسیدن به مقدار نامی» بین نتایج تست و مدل وجود دارد و اگر اثر مسیرهای هیدرولیکی- با در نظر گرفتن پارامترهای اندوکتانس، مقاومت اصطکاکی، مقاومت محلی و حجم المان‌ها- لحاظ شود، این انطباق به خوبی برقرار می‌گردد. همچنین اثبات گردید با افزایش اندوکتانس مسیرهای درونی پمپ و همچنین مقاومت هیدرولیکی مسیر، بدون آن‌که تغییر قابل توجهی در الگوی فرایند گذرای پمپ ایجاد شود، «زمان رسیدن به حالت نامی» افزایش می‌یابد و این موضوع می‌تواند راه‌کار مناسبی برای کنترل و بهینه‌سازی حالت گذرای موتور سوخت مایع (تغییر زمان تاخیر توربوپمپ) باشد.

12- فهرست علائم

A	سطح مقطع (m^2)
a	شتاب (ms^{-2})، سرعت صوت در سیال (ms^{-1})
b	عرض خروجی پروانه (m)
c	سرعت مطلق جریان (ms^{-1})
C	حجم المان (m^3)
H	هد پمپ (Jkg^{-1})
i	شماره المان
j	شتاب جسم پرنده (ms^{-2})
k	ضریب لغزش پمپ
KE	انرژی جنبشی (J)
l	طول (m)
L	اندوکتانس (m^{-2})

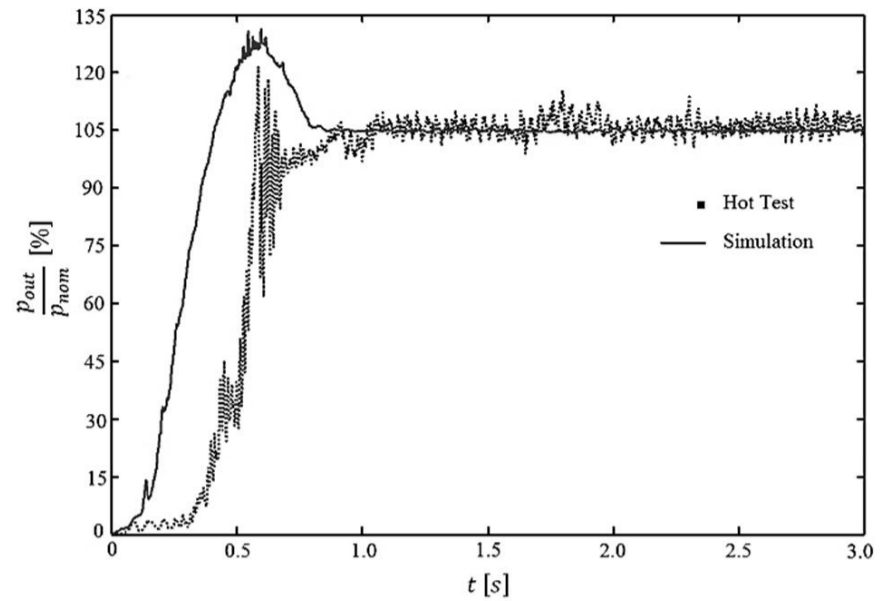


Fig. 10 The Ratio of the output pressure to the nominal pressure of the pump vs. time from the hot test and the simulation without influence of the internal hydraulic passes of the pump

شکل 10 نسبت فشار خروجی پمپ به فشار نامی آن برحسب زمان از تست و شبیه‌سازی، بدون در نظر گرفتن اثر مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ

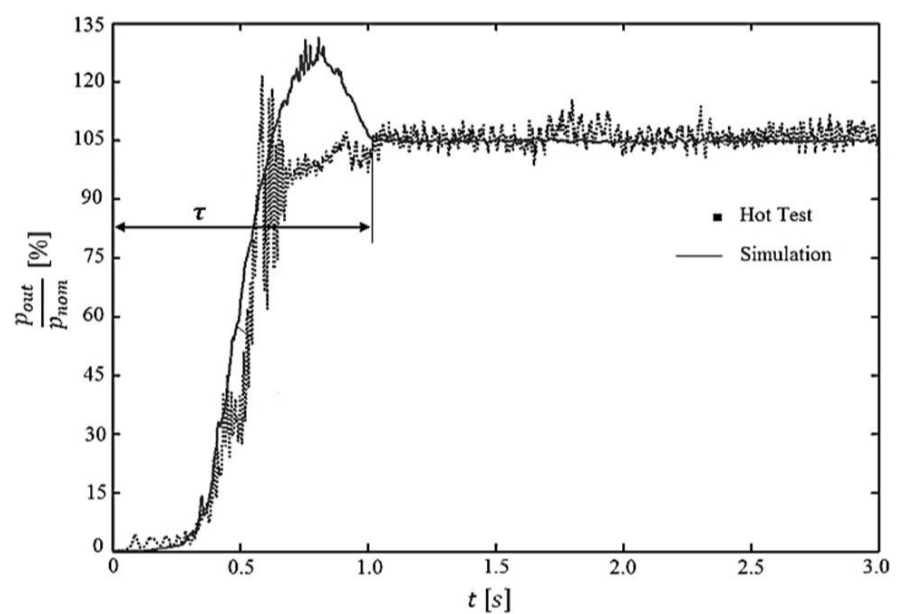


Fig. 11 The Ratio of the output pressure to the nominal pressure of the pump vs. time from the hot test and the simulation with influence of the internal hydraulic passes of the pump

شکل 11 نسبت فشار خروجی پمپ به فشار نامی آن برحسب زمان از تست و شبیه‌سازی، با در نظر گرفتن اثر مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ

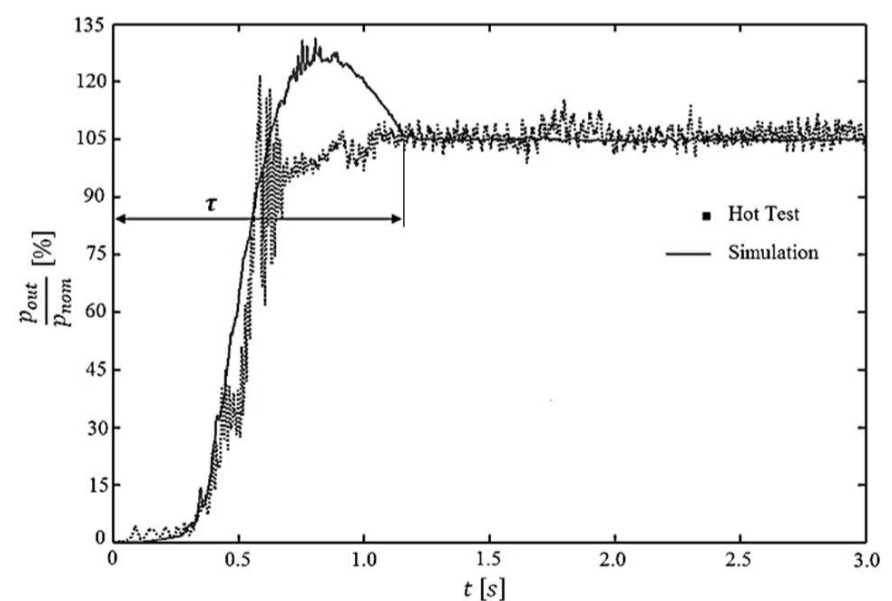


Fig. 12 The Ratio of the output pressure to the nominal pressure of the pump vs. time from the hot test and the simulation with increased inductance and resistance of the internal hydraulic passes of the pump

شکل 12 نسبت فشار خروجی پمپ به فشار نامی آن برحسب زمان از تست و شبیه‌سازی با تغییر اندوکتانس و مقاومت مسیرهای هیدرولیکی درونی پمپ

- [6] X. Guo, Z. Zhu, B. Cui, Y. Li, *Analysis of Cavitation Performance of Inducers Centrifugal Pumps*, ISBN: 978-953-51-0051-5, China: In Tech, 2012.
- [7] G. R. Ghaini, Development of a software for cyclic water network based on linear theory method, *Semnan Scientific Journal*, Vol. 10, No. 4, pp. 33-39, 2010. (in Persian فارسی)
- [8] A. K. Cheng, *SSME Alternate turbopumps axial thrust balance and secondary flow models*, Sverdrup Technology MSFC Group, Report No. 322-002-91-153-R01 (Contract No. NAS8-37814), pp. 57, 1992.
- [9] V. H. Katherine, J. Bailey, A. Majumdar, Numerical prediction of transient axial thrust and internal flows in a rocket engine turbopump, *35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Los Angeles, California, 1999.
- [10] B. V. Avsiyanikov, V. F. Chebayevski, *High Speed Impeller Pump*, Moscow: Mashinostroeynie, 1975. (in Russian)
- [11] V. M. Kalnin, V. A. Kalugin, U. M. Karovikov, Research on inertial terms in the pump characteristics during of a study of dynamic turbopump unit, *CIAM (Central Institute of Aerospace Motor-manufacturing) Conference*, Vol. 19, No. 895, pp. 268-274, 1980. (in Russian)
- [12] V. A. Machin, N. P. Milenko, L. V. Pron, *Theory of Liquid Propellant Rocket Engine*, Moscow: Mashinostroeynie, 1973. (in Russian)
- [13] B. V. Avsiyanikov, B. E. Barovski, *Theory and Calculation of Feeding Systems of LPRE*, Third Edition, Moscow: Mashinostroeynie, 1986. (in Russian)
- [14] N. A. Machin, *Dynamic of LPRE*, Moscow: Mashinostroeynie, 1969. (in Russian)
- [15] F. Gülich, *Centrifugal Pumps*, Berlin: Springer-Verlag, 2008.
- [16] K. M. Srinivasan, *Rotordynamic Pumps (Centrifugal and Axial)*, New-Dehli: New Age International limited Publishers, 2006.
- [17] *Perry's chemical engineers' handbook*, 8th edition, Prepared by a staff of specialists under the editorial direction of Editor-in-Chief Don W. Green, McGraw-Hill Publication, 2008.
- [18] M. J. Montazeri, A. Jafar-Gholi, D. Ramesh, J. Abyat, *Design of Liquid Propellant Engine, Configuration and Structure*, pp. 347-348, Tehran: AIO, 2006 (in Persian فارسی).
- [19] E. A. Vasil'tsov, V. V. Nevelich, *Sealing Electro-pumps*, Moscow: Mashinostroeynie, 1968. (in Russian).
- [20] G. F. Praskura, *Hydrodynamic of Turbomachines*, San-Peterzburg: ONTE Energo-ezdate, 1974. (in Russian).
- [21] V. V. Chervakov, E. N. Belyaev, N. S. Ershov, B. V. Avsiyanikov, Influence of the rotational speed on the centrifugal pump efficiency in stationary and non-stationary operation regimes, *Aviation Technics*, Kazan, Vol. 4, No. 3, pp. 40-43, 1986. (in Russian)
- [22] D. A. Jokov, *Calculation and design of rotational hollow spaces in pump units of propulsion systems of launch vehicles*, PHD thesis, Moscow Aerospace Institute (MAI), Russia, 2002. (in Russian)
- [23] M. J. Montazeri, R. Ebrahimi, A. Bagheri, Finite volume simulation of internal flow of a turbopump, *The 1st international and 3rd national conference of Iranian Aerospace Propulsion Association (IRANAPA)*, Isfahan, Iran, 2014. (in Persian فارسی)
- [24] E. Y. Idelchik, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd edition, Washington: Jaico Publishing House, 2005.

m	جرم (kg)
M	اندازه حرکت (Nm)
n	سرعت مخصوص پمپ
$NPSH$	هد مکشی مثبت (Jkg^{-1})
q	پارامتر دبی پمپ
r	شعاع متغیر پروانه (m)
u	سرعت محیطی (ms^{-1})
\bar{v}	پارامتر پرشدگی المان
w	سرعت نسبی جریان (ms^{-1})
z	ارتفاع (m)، جهت عمود بر صفحه

علائم یونانی

α	زاویه‌ی سرعت مطلق جریان
β	زاویه‌ی سرعت نسبی جریان
η	بازده
λ	پارامتر ضریب کاویتاسیون
ξ	ضریب اصطکاک
τ	مقیاس زمان، زمان تاخیر توربوپمپ (s)
ω	سرعت زاویه‌ای یا دور (s^{-1})

زیرنویس‌ها

1, 2	ورود و خروج المان
fr, lo	اصطکاک ناشی از زبری، ناشی از تغییر مقطع (محلی)
fu, ox	مولفه‌ی سوخت، مولفه‌ی اکسیدکننده
im	پروانه (ایمپلر)
n	مقدار نامی
st	استاتیکی

13-مراجع

- [1] O. J. Haidn, Advanced Rocket Engines In Advances on Propulsion Technology for High-Speed Aircraft, Educational Notes, *Neuilly-Sur-Seine*, Vol. 6, No. RTO-EN-AVT-150, pp. 1-40, 2008.
- [2] E. N. Belyaev, V. N. Chevanov, V. V. Chervakov, *Mathematical Modeling of Liquid Propellant Rocket Engine Operation*, Moscow: MAI, 1999. (in Russian)
- [3] M. Chitsaz, E. A. Tahmasebi, H. Karimi M., A Method for Simulation of a Cryogenic Liquid Propellant Engine, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 110-116, pp. 2370-2376, 2012.
- [4] Y. Demyanenko, A. Dmitrenko, A. Ivanov, V. Pershin, Turbopumps for gas generator and staged combustion cycle rocket engines, *41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Tucson, Arizona, 2005.
- [5] S. A. Bouley, R. C. Grabowski, V. S. Rachuk, A. I. Dmitrenko, A. V. Ivanov, Unified low-risk single-shaft turbopump for cryogenic expander-cycle rocket engines, *46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Nashville, 2010.