مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی ۷۷، جلد ۴۶، شماره ۴، زمستان ۱۳۹۵، صفحه ۹-۱۸

بررسی عددی بهبود عملکرد پمپ گریز از مرکز روغن با پره‌های جدا کننده

میر بیوک احقاقی* دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
محمّدتقی شروانی تبار استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
محمّد وجدی استادیار، دانشکده فنی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران
محمّد نمازی زاده دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

در این تحقیق به‌شبیه‌سازی عملکرد پمپ در پمپاژ سیالات لزج پرداخته شده و با هدف افزایش کارایی آن، تغییراتی در هندسه پروانه ایجاد می‌گردد. تغییرات در هندسه پروانه عبارت از افزودن پره‌های جداکننده با طول‌های مختلف می‌باشد. معادلات حاکم به صورت شبه پایا و با روش چند دستگاه مختصات مرجع حل می‌شوند. برای مدلسازی آشفتگی، مدل توربولانسی k-ω SST با تابع دیواره استاندارد استفاده شده است. شارهای جابه‌جایی با طرح فراباد گسسته‌سازی شده و عبارت‌های پخشی با توابع وزنی روش المان محدود تحلیل شده‌اند. ارتباط بین فشار و سرعت نیز با میان‌یابی مرتبه چهارم ری-چاو صورت گرفته است. نتایج عددی تطابق قابل قبولی با داده‌های تست تجربی پمپ داشته و حاکی از کاهش هد پمپ با افزایش لزجت سیال می‌باشد. با افزودن پره‌های جداکننده به هندسه پروانه، افزایش قابل توجهی در هد پمپ بدست آمده و با مقدار هد پمپ در پمپاژ آب برابری می‌کند در حالی‌که افت راندمان قابل چشم پوشی است.

واژه‌های کلیدی: پمپ گریز از مرکز روغن، پره‌ی جداکننده، پروانه‌ی شعاعی، تلفات لزج، حل عددی.

Performance Improvement of a Centrifugal Oil Pump by Splitter Blades

M. B. Ehghaghi Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
M. T. Shervani-Tabar Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
M. Vajdi Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
M. Namazizadeh Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this paper, performance of a centrifugal pump in handling oil is simulated and impeller geometry is changed to improve pump performance. The changes involve adding splitter blades with different length to the impeller. Multi Reference Frame (MRF) quasi steady study has been done for rotating impeller and stationary volute. k-ω SST turbulence model was used along with standard wall function to analyze the flow. Advection terms were discretized by Skew Upwind Differencing Scheme (SUDS) while Weight Functions of finite element method were adopted for diffusion terms. velocity and pressure fields were coupled by means of Fourth-order Rhie-Chow interpolation. The results are in good agreement with empirical test results and shows considerable head loss due to higher viscosity of oil. Adding splitter blades increases pump head in handling oil and generated as much as head as the pump in handling water.

Keywords: Centrifugal Oil Pump, Splitter Blades, Radial Impeller, Viscous Losses, Numerical Solution.

۱- مقدمه

پمپ‌ها به عنوان یکی از پرکاربردترین تجهیزات در صنایع شناخته می‌شوند و وظیفه جابه‌جایی سیالات حیاتی برای عملکرد کارخانه یا واحد صنعتی را بر عهده دارند. طراحی پمپ‌ها برمبنای کارکرد با آب می‌باشد اما در مصارف صنعتی برای پمپاژ سیالات مختلف به‌کار می‌روند؛ بخصوص در صنایع نفت و پتروشیمی کارکرد پمپ با سیالات پایه‌ی نفتی است که لزجت به مراتب بیشتری نسبت به آب دارند. با افزایش لزجت سیال عامل، تلفات هیدرولیکی نیز افزایش می‌یابد که منجر به کاهش هد کلی پمپ خواهد شد و همچنین افت محسوسی در راندمان دیده می‌شود [۱]. لذا بررسی عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز در حین پمپاژ سیالات لزج یکی از موضوعات مورد توجه محققین بوده است [۱-۳]. گولیخت [۴ و ۵] در سال ۱۹۹۹ میلادی به بررسی تأثیر لزجت سیال در تلفات پمپ پرداخته و تغییرات هد، توان مصرفی و راندمان را برای یک پمپ گریز از مرکز استخراج نموده است. وی تلفات موجود در پمپ‌ها را مورد تحلیل قرار داده و دسته‌ای از آن‌ها را که با افزایش لزجت تغییر می‌نمایند (مانند تلفات دیسک)، تعیین نموده است. سیال‌های مورد استفاده در این تحقیق آب و روغن با لزجت سینماتیکی به ترتیب برابر با یک و۴۸ میلیمتر مربع بر ثانیه بوده‌اند. لی نیز به انجام بررسی‌هایی در زمینه‌ی عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز در پمپاژ سیالات لزج پرداخته که در این تحقیقات از پمپ گریز از مرکز 65Y60 به عنوان پمپ نمونه برای بررسی تأثیر افزایش لزجت استفاده نموده است. نتایج وی نشانگر کاهش هد پمپ با افزایش لزجت سیال بوده است [۶ و ۷]. در سال ۱۹۹۹ میلادی لی نشان داد که به‌دنبال استفاده از سیال لزج در پمپ، الگوی جریان در مکش تغییر یافته و پدیده‌ی جت-دنباله در پروانه تضعیف می‌گردد. از طرف دیگر افت هیدرولیکی در پروانه و حلزونی با افزایش لزجت به سرعت افزایش می‌یابد [۸]. لی در سال ۲۰۰۲ [۹] تأثیر تعداد پره‌ها بر پمپاژ سیال لزج را مورد بررسی قرار داد و با انجام آزمایش‌های تجربی بر روی پمپ 65Y60 تعداد بهینه‌ی پره‌ها را بر اساس لزجت سیال پیشنهاد نمود. با بررسی تأثیر زاویه‌ی خروجی، لی [۱۰] نشان داد که مقدار هد پمپ با بیشتر شدن زاویه‌ی خروج پره‌ها افزایش می‌یابد و همچنین وی نسبت تلفات هیدرولیکی در پروانه را ۰٫۶ الی ۰٫۸ تلفات حلزونی تعیین نمود.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ehghaghi@tabrizu.ac.ir

در راستای ارتقای عملکرد پمپ گریز از مرکز روغن، وی به بررسی تأثیر میزان تراش پروانه بر عملکرد پمپ نیز پرداخت [۱۱]. این تحقیق به صورت تجربی با پروانه‌هایی با قطرهای مختلف صورت گرفت که نتایج نشانگر بهبود راندمان پمپ با کاهش قطر بوده است. لی این پدیده را مرتبط با افزایش زاویه‌ی خروجی پره و نیز عرض پروانه در خروجی دانست. شجاعی‌فرد و همکاران نیز در دو تحقیق مجزا [۱۲ و ۱۳] به صورت تجربی به بررسی تأثیر افزایش زاویه‌ی خروجی پره‌ها و افزایش عرض خروجی پروانه پرداختند. با توجه به نتایج این تحقیقات، شجاعی‌فرد و همکاران در پژوهشی دیگر در سال ۲۰۱۲ [۱۴] تأثیر تغییر همزمان زاویه‌ی خروجی پره‌ها و عرض پروانه را بر روی یک پمپ گریز از مرکز نمونه، مورد بررسی قرار دادند. بررسی صورت گرفته به‌صورت عددی و تجربی بوده و از روش حجم محدود[1] برای حل معادلات استفاده شده است. نتایج بررسی حاکی از افزایش چشمگیر راندمان پمپ در مقادیر مشخصی از عرض پروانه و زاویه‌ی پره بوده است. آنها در تحقیق مشابه دیگری [۱۵] بررسی عددی و تجربی تأثیر تغییر همزمان زاویه‌ی خروجی پره‌ها و عرض پروانه را مورد توجه قرار دادند. در این پژوهش علاوه بر نتایج تجربی، نتایج تحلیل توسط کد تجاری فلوئنت[2] نیز با داده‌های قبلی مقایسه گردید. توافق قابل قبول بین داده‌ها صحت روش عددی به‌کار رفته را نشان می‌داد.

لی در تحقیق دیگری در سال ۲۰۰۶ [۱۶] به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز روغن با سرعت مخصوص بسیار پایین[3] پرداخت و به‌منظور افزایش کارایی پمپ، پره‌های جداکننده را به هندسه‌ی اصلی اضافه نمود. روش تحقیق وی تحلیلی بوده و از روش تکینگی[4] برای شبیه‌سازی جریان استفاده نمود. لی با استفاده از این روش جریان‌های برگشتی در پمپ را مدل نمود و سپس با افزودن پره‌های جداکننده نشان داد که جریان‌های برگشتی کنترل شده و در نتیجه هد افزایش یافته است.

در بررسی صورت‌گرفته توسط ژاپیکسه و همکاران [۱۷] عنوان گردیده که ضریب انسداد در ورودی پمپ بسیار بیشتر از مقدار آن در خروجی پروانه، بر دبی و عملکرد پمپ مؤثر است. چیانگ و فلیتر [۱۸] نیز استفاده از پره‌های جداکننده در خروجی پروانه را پیشنهاد نمودند. تحقیقات زیادی در زمینه تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز و انواع توربوماشین‌ها مانند توربین‌ها [۱۹]، فن‌ها و کمپرسورها [۲۰] صورت گرفته است که در هر مورد کاربرد پره‌های جداکننده باعث بهبود کارکرد شده است.

گلجو و همکاران [۲۱] برای کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های چاه عمیق (مورد استفاده در صنایع کشاورزی) تأثیر تعداد پره‌ها و نیز افزودن پره‌های جداکننده را مورد بررسی قرار دادند. تحقیق صورت‌گرفته به صورت عملی و عددی بوده و برای این منظور پروانه‌ی پمپ با تعداد پره‌های ۵، ۶ و ۷ تهیه، تست و شبیه‌سازی گردیده است. نتایج بدست‌آمده نشانگر افزایش کارایی پمپ و کاهش توان مصرفی پمپ با پره‌های جداکننده در یک فصل آبیاری بوده است. میاموتو و همکاران [۲۲] در بررسی‌های خود، عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز شعاعی با و بدون پره‌های جداکننده را به طور عددی و تجربی تحلیل نموده‌اند. آنها بر مبنای تحقیقاتی که توسط نیشی و همکاران [۲۳] و همچنین لیو و همکاران [۲۴] صورت گرفته، به‌منظور افزایش کارایی پروانه‌ی مورد استفاده، زاویه‌ی خروجی پره‌ها بیشتر از مقدار معمول در نظر گرفتند. نتایج بررسی حاکی از کاهش بارگذاری روی پره‌ها در حضور پره‌های جداکننده بوده است. شیگمیتسو و همکاران در سال‌های ۲۰۱۲ و ۲۰۱۳ میلادی [۲۵ و ۲۶] به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز کوچک[5] مبادرت ورزیدند. آنها طبق نتایج چوی و همکاران [۲۷] پروانه‌ی مورد نظر را با پره‌های اصلی و جداکننده‌ی صاف، طراحی و استفاده نمودند. بررسی به‌صورت عددی و تجربی بوده و نتایج نشانگر عملکرد بهتر پروانه از نظر هیدرولیکی بوده است. پره‌های جداکننده علاوه بر افزایش هد پمپ برای کاهش اثرات کاویتاسیون[6] نیز مورد استفاده قرار گرفته‌اند.

با توجه به احتمال وقوع کاویتاسیون در پمپ‌ها، جریان دو فازی توسط تانگ و همکاران [۲۸] با روش عددی حجم محدود تحلیل شده و روش عددی جدیدی برای شبیه‌سازی جریان پیشنهاد گردید که با نتایج تجربی توافق خوبی داشت. در سال ۲۰۱۴ میلادی یانگ و همکاران [۲۹] با افزودن پره‌های جداکننده به پمپ دومکشه نشان دادند نواحی وقوع کاویتاسیون در دبی‌های زیاد کوچکتر شده و بدلیل کاهش پدیده‌ی کاویتاسیون عملکرد پمپ بهبود یافته است.

در سال‌های اخیر با پیشرفت رایانه‌ها و روش‌های عددی در زمینه‌ی مکانیک سیالات تحقیقات بیشتری برای شبیه‌سازی جریان در پمپ‌ها صورت گرفته است. آساژ و همکاران [۳۰] به‌صورت سه‌بعدی و آناگنوستوپولوس [۳۱] و اسپنس و همکاران [۳۲] با مدل‌های دوبعدی، جریان داخل پمپ را تحلیل نموده‌اند. سوی و همکاران [۳۳] نیز پروانه‌های باز با پره‌های صاف و منحنی‌شکل را توسط روش‌های عددی شبیه‌سازی نمودند.

در بررسی سه‌بعدی صورت‌گرفته مدل توربولانسی k-ε استفاده شده و در نهایت برتری هیدرولیکی پره‌های صاف تعیین گردیده است.

با توجه به بررسی‌های صورت‌گرفته، پره‌های جداکننده به‌عنوان روشی برای افزایش هد و کارایی پمپ‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. از طرفی در حین پمپاژ سیالات لزج هد پمپ به‌دلیل افزایش تلفات کاهش می‌یابد. لذا در این تحقیق از پره‌های جداکننده به‌منظور افزایش هد پمپ گریز از مرکز با سرعت مخصوص متوسط، پره‌های سه بعدی و پروانه‌ی بسته در پمپاژ سیالات لزج استفاده شده است. توسط نرم افزار سی‌اف‌ایکس[7] پروانه‌ی پمپ بدون پره‌های جداکننده و پروانه با پره‌های جداکننده تحلیل عددی می‌گردد. سیالات مورد استفاده در این بررسی به ترتیب آب و روغن می‌باشند که کارکرد پمپ با آب یا روغن به‌طور مجزا شبیه‌سازی شده و نتایج ارائه می‌گردد. چگالی و لزجت روغن به‌کار رفته به‌ترتیب برابر $850\ kg/m^3$ و $0.0371\ Pa.s$ می‌باشند. یکی از مزایای استفاده از پره‌های جداکننده، عدم تغییر حلزونی پمپ می‌باشد، لذا با جایگزینی پروانه پمپ که هزینه‌ی به‌مراتب پایین‌تر نسبت به

[1] Finite Volume Method
[2] Fluent
[3] Ultra Low Specific Speed
[4] Singularity Method
[5] Mini Centrifugal Pump
[6] Cavitation
[7] CFX

جایگزینی کل پمپ دارد [۱۵]، می‌توان به عملکرد مورد نظر رسیده و از پمپ برای جابه‌جایی سیالات لزج بهره برد.

۲- مشخصات هندسی پمپ

معمولاً بررسی تغییرات هندسی بر عملکرد پمپ‌ها را به‌کمک یک پمپ نمونه انجام می‌دهند [۷، ۹ و ۱۵] از این‌رو در این بررسی، پمپی با پروانه‌ای به قطر بیرونی ۲۰۹ میلیمتر و زاویه‌ی خروجی پره‌ها در خروج ۲۷/۵ درجه مورد استفاده قرار می‌گیرد. قطر خروجی حلزونی نیز برابر ۶۵ میلیمتر می‌باشد. پروانه‌ی ساده (پروانه‌ی الف) دارای ۶ پره بوده و عرض آن در خروجی ۱۷ میلیمتر می‌باشد. پروانه‌های ب و ج دارای پره‌های جداکننده به‌ترتیب با طولی برابر ۳۳٪ و ۶۶٪ طول پره‌های اصلی می‌باشند. در شکل ۱ طرح هر سه پروانه نشان داده شده که حضور پره‌های جداکننده با طول‌های متفاوت دیده می‌شود. حلزونی پمپ بدون تغییر بوده و برای هر سه پروانه هندسه‌ی یکسانی دارد. در شبیه‌سازی عددی، سرعت دورانی پمپ برابر ۱۴۵۰ دور در دقیقه (سرعت دورانی نامی الکتروموتور) در نظر گرفته می‌شود اما در تست عملی پمپ به دلیل استفاده از الکتروموتور القایی تغییرات جزئی دور وجود خواهد داشت.

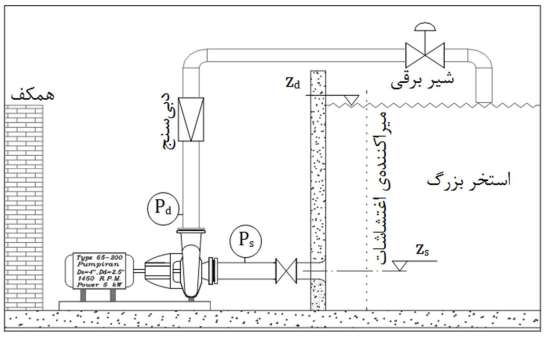


طرح الف　　طرح ب　　طرح ج

شکل ۱- طرح پروانه‌های پمپ

۳- بررسی تجربی

تست پمپ با آب در سلول تست شرکت نوید سهند (سازنده‌ی انواع پمپ‌های گریز از مرکز) انجام گردیده است. برای اندازه‌گیری دبی، از دبی‌سنج کرونه[1] با دقت $0.01\ m^3/hr$ استفاده و برای تعیین فشار در مکش و رانش پمپ، علاوه بر سنسورهای فشار موجود، گیج‌های کالیبره‌شده توسط شرکت آذرساوا در ورودی و خروجی پمپ نصب گردیده است. طرح شماتیک سلول تست در شکل ۲ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود برای اطمینان از عدم تأثیر رانش پمپ بر مکش، استخر بزرگی برای مکش در نظر گرفته شده است.لازم به ذکر است که P_sفشار مکش و P_dفشار رانش پمپ را نشان می دهند.



شکل ۲- طرح سلول تست پمپ در شرکت نوید سهند

برای تعیین هد پمپ از معادله برنولی بین مکش و رانش پمپ (به‌ترتیب نقاط ۱ و ۲) استفاده می‌شود:

$$\frac{P_1}{g}+\frac{V_1^2}{2g}+z_1+h_p=\frac{P_2}{g}+\frac{V_2^2}{2g}+z_2+\mathrm{D}h \qquad (۱)$$

که در این رابطه، P_2و P_1 فشار در مکش و رانش پمپ، h_p هد تولیدی پمپ ، Z_1وZ_2 ارتفاع سطح آزاد سیال نسبت به مبدأ ارتفاع در مکش و رانش پمپ، V_1 و V_2 سرعت جریان در مکش و رانش پمپ است که توسط رابطه‌ی (۲) محاسبه می‌گردد:

$$V=\frac{4Q}{\pi d^2} \qquad (۲)$$

که در رابطه اخیر،Qدبی حجمی جریان و d قطر لوله مکش یا رانش پمپ است.همچنین مقدار $\mathrm{D}h$ برابر تلفات خطی و موضعی بوده و با توجه به طول کم لوله‌ها از تلفات خطی صرف‌نظر گردیده است، البته مقدار این تلفات مستقل از نوع پروانه مورد آزمایش می‌باشد و تأثیری در برآورد تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ نخواهد داشت. برای تعیین تلفات موضعی نیز از رابطه‌ی (۳) استفاده شده که مقدار K در این رابطه از مراجع مربوطه قابل تعیین است [۳۴]:

$$\mathrm{D}h=K\frac{V^2}{2g} \qquad (۳)$$

توان مصرفی الکتریکی (P_{elec}) اندازه‌گیری شده و با در نظرگرفتن بازده الکتروموتور (η_m) برابر با ۸۵ درصد، بازده پمپ توسط رابطه‌ی (۴) بدست می‌آید [۱۴ و ۱۵]:

$$\eta=\frac{gQh_p}{\eta_m P_{elec}} \qquad (4)$$

۴- بررسی عدم قطعیت

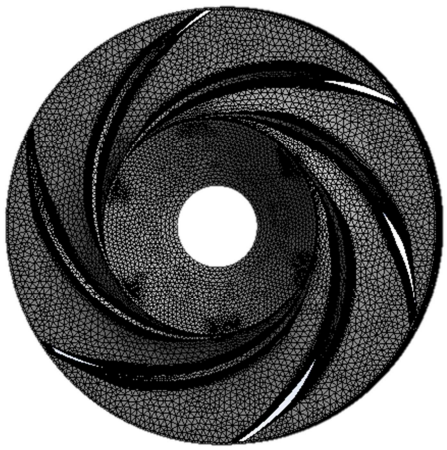
با توجه به خطای موجود در اندازه‌گیری‌ها، آنالیز میزان عدم‌قطعیت در داده‌های استخراجی صورت گرفته و نتایج حاکی از ۱/۶۶ و ۳/۵ درصد عدم قطعیت در محاسبه هد و بازده بوده است[14,35,36].

۵- بررسی عددی

برای تحلیل جریان در داخل پمپ در این بررسی از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس استفاده می‌شود. قبل از شروع گسسته‌سازی معادلات و حل آن‌ها نیاز به شبکه‌بندی فضای عبور جریان می‌باشد. برای شبکه‌بندی از سلول‌های شش‌وجهی، هرمی و گوه‌ای استفاده شده تا به بهترین نحو فضای محاسباتی را در گوشه‌ها و لبه‌ها پوشش دهد.

[1] Chrone

به‌منظور ایجاد چنین سلول‌هایی، از نرم‌افزارهای شبکه‌بندی انسیس مش[1] و گمبیت[2] استفاده شده است. ترسیم هندسه‌ی پروانه به کمک نرم‌افزارهای سی‌اف‌توربو[3] و بلیدجن[4] صورت گرفته اما برای ترسیم حلزونی نرم‌افزار گمبیت مورد استفاده قرار گرفته است. در شکل ۳ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مورد استفاده برای پروانه‌ی طرح الف نشان داده شده است.



شکل ۳- شبکه‌بندی مورد استفاده برای پروانه‌ی طرح الف

$$\overline{\tau_{ij}}=\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) \qquad (۴)$$

یکی از موضوعات مهم در هر بررسی عددی، تعیین استقلال نتایج از شبکه‌بندی مورد استفاده می‌باشد. در این تحقیق با افزایش تعداد سلول‌های شبکه و استخراج گشتاور اعمالی بر پروانه، بررسی استقلال نتایج از شبکه انجام پذیرفت. جدول ۱ بررسی عدم وابستگی نتایج به شبکه را برای پروانه‌ی طرح الف نشان می‌دهد.

جدول ۱- بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی مورد استفاده

گشتاور اعمالی بر پروانه (N.m)	تعداد المان‌های شبکه
۱۴/۳۵	۴۱۸۸۹۶
۱۴/۲۳	۷۳۳۶۴۱
۱۴/۱۴	۲۱۱۳۳۲۴
۱۴/۰۵	۴۱۳۶۳۵۹
۱۴/۰۴	۴۹۲۹۱۰۸

برای اطمینان از روش عددی بکار گرفته شده، ابتدا پمپ در کارکرد با آب تحلیل شده و نتایج عددی بدست آمده (شامل هد و بازده) با مقادیر حاصل از تست تجربی پمپ مقایسه می‌گردد.

۶- معادلات حاکم و مدلسازی آشفتگی

معادلات اساسی حرکت برای جریان تراکم‌ناپذیر در داخل پمپ، معادلات پیوستگی و مومنتم هستند که در این تحقیق با روش‌های

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j}=0 \qquad (۵)$$

عددی و توسط نرم افزار سی‌اف‌ایکس حل می‌گردند. معادله‌ی پیوستگی برای سیال تراکم‌ناپذیر به‌صورت معادله‌ی (۵) به‌کار برده می‌شود:

معادله‌ی مومنتم جریان در داخل پمپ به‌دلیل حرکت دورانی پروانه می‌بایست شامل جملات شتاب کریولیس[5] و نیروی گریز از مرکز نیز باشد. این اثرات به‌صورت ترم چشمه در معادله اضافه می‌گردد. در ضمن معادله‌ها به دلیل آشفتگی جریان به صورت متوسط زمانی کمیت‌ها به کاربرده می‌شوند [۱۴]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\overline{u_i u_j})=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\tau_{ij}}-\rho\overline{u_i' u_j'})+S_{u_i} \qquad (۶)$$

که ترم چشمه (S_{u_i}) شامل شتاب گریز از مرکز و کریولیس بوده و برابر است با:

$$S_{u_i}=-\rho[2\vec{\Omega}\times\vec{u}+(\vec{\Omega}\times\vec{r})] \qquad (۷)$$

که در معادله(۷) ، ρچگالی سیال، Ω سرعت دورانی، u سرعت نسبی، r بردار موقعیت می باشد.

تنش برشی اعمال‌شده نیز از رابطه‌ی (۸) محاسبه می‌گردد:

$$\overline{\tau_{ij}}=\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) \qquad (۸)$$

این معادلات برای تحلیل جریان در استاتور و روتور به روش حجم محدود حل خواهند گردید. اگر از دستگاه مختصات چرخان برای شبیه‌سازی استفاده گردد، جریان در استاتور (حلزونی) ناپایا خواهد بود، در حالی‌که جریان در پروانه پایا می‌باشد. از طرف دیگر اگر از دستگاه مختصات ثابت استفاده شود، جریان در پروانه ناپایا خواهد بود؛ لذا تحلیل کل پمپ به صورت چند دستگاه مختصاتی[6] انجام می‌پذیرد. جریان در پروانه با دستگاه مختصات چرخان شبیه‌سازی می‌گردد، درحالی‌که تحلیل جریان در حلزونی با دستگاه مختصات ساکن انجام شده است. در نهایت برای ارتباط دو تحلیل فوق و شبیه سازی کل جریان در پمپ، رابط روتور ایستا[7] مورد استفاده قرار گرفته است [۱۴]. جریان سیال در پمپ به صورت آشفته بوده و برای شبیه‌سازی جریان آشفته در داخل آن مدل آشفتگی k-ω SST به‌کار برده می‌شود. این مدل در نزدیکی دیواره‌ها همانند مدل k-ω عمل کرده و در نواحی دورتر نزدیک به مدل k-ε می‌باشد و در نتیجه نتایج مطلوب‌تری درکل میدان جریان ارائه می‌دهد [۳۶].

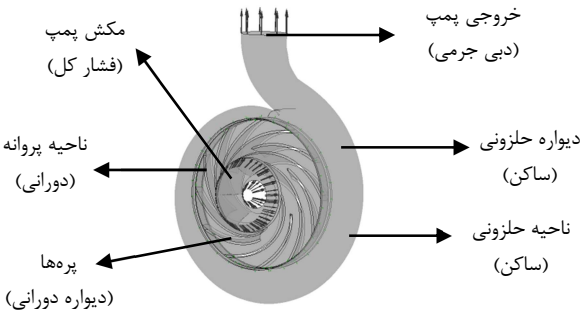
۷- شرایط مرزی

فضای محاسباتی به دو ناحیه مجزا شامل پروانه و حلزونی تقسیم شده است. ناحیه حلزونی ساکن در نظر گرفته شده، در حالی‌که ناحیه پروانه با سرعت زاویه‌ای ۱۴۵۰ دور در دقیقه در حال دوران است. شرط

[1] Ansys Mesh
[2] Gambit
[3] CF Turbo
[4] Blade Gen

[5] Coriolis
[6] MRF (Multi Reference Frame)
[7] Frozen Rotor

مرزی در خروجی پمپ که در ناحیه حلزونی واقع است، به صورت دبی عبوری از پمپ تعیین گردیده است. مکش پمپ در ناحیه پروانه قرار داشته و به صورت فشار کل مکش معرفی شده است. کلیه دیواره‌های موجود در ناحیه حلزونی و پروانه به صورت دیواره بدون لغزش معرفی شده‌اند، با این تفاوت که دیواره‌های ناحیه حلزونی ساکن و دیواره‌های ناحیه پروانه در حال دوران با سرعتی برابر با سرعت پروانه هستند. شرایط مرزی بکار رفته در شکل ۴ نشان داده شده‌اند.



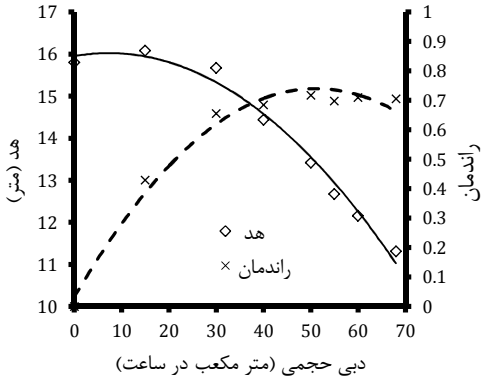
شکل ۴- شرایط مرزی

۸- نتایج

پمپ نمونه در سلول تست بخش تحقیق و توسعه شرکت نوید سهند با دبی‌های مختلف تست گردیده و دیاگرام‌های عملکردی پمپ شامل نمودار هد-دبی و راندمان-دبی در شکل ۵ نشان داده شده‌اند. به‌طور همزمان پمپ تحت تحلیل عددی قرار گرفته و با استفاده از رابطه‌ی (۹) میزان هد عددی نیز محاسبه شده است:

$$h_p = \frac{P_{t2} - P_{t1}}{\gamma} \qquad (۹)$$

که در این رابطه P_{t2} و P_{t1} به ترتیب فشار کل سیال در مکش و رانش پمپ می‌باشند.



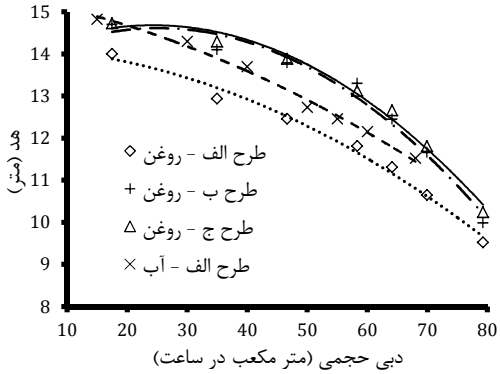
شکل ۵- منحنی هد و راندمان تجربی برای پمپ با پروانه‌ی طرح الف در کارکرد با آب

هد محاسبه‌شده به‌روش عددی و داده‌های آزمایش تجربی در جدول ۲ مقایسه شده است. نتایج حاکی از مطابقت نتایج با داده‌های آزمایشگاهی به‌خصوص در اطراف نقطه‌ی طراحی می‌باشد. خطای روش عددی در دبی‌های کمتر از دبی طراحی را می‌توان با توجه به راندمان حجمی و برگشت جریان از خروجی پروانه به ورودی آن در دبی‌های کمتر توجیه نمود؛ زیرا در این بررسی فضای مابین حلزونی با پروانه که محل عبور جریان نشتی می‌باشد، مدل نشده است. دبی نشتی در دبی‌های نزدیک نقطه‌ی طراحی کاهش می‌یابد، فلذا خطای عددی نیز کاهش یافته است.

جدول ۲- مقایسه نتایج عددی و تجربی پمپاژ آب

دبی حجمی (m^3/hr)	هد پمپ با پروانه‌ی طرح الف (m)		
	تجربی	عددی	خطای نسبی (٪)
۶۸	۱۱٫۳۲	۱۱٫۵۲	۲
۶۰	۱۲٫۱۶	۱۲٫۱۵	۰
۵۵	۱۲٫۶۷	۱۲٫۴۶	۲
۵۰	۱۳٫۴۲	۱۲٫۷۳	۵
۴۰	۱۴٫۴۴	۱۳٫۷۰	۵
۳۰	۱۵٫۶۸	۱۴٫۳۰	۹
۱۵	۱۶٫۰۸	۱۴٫۸۲	۸

با مشخص‌شدن کارایی روش عددی مورد استفاده، به تحلیل پمپ در پمپاژ سیالات لزج پرداخته می‌شود. پروانه‌های سه طرح مختلف در پمپاژ روغن با استفاده از روش عددی در دبی‌های مختلف تحلیل شده و منحنی هد- دبی آن‌ها در شکل ۶ نشان داده شده است. در این شکل نمودار هد-دبی برای پمپاژ آب با پروانه‌ی بدون پره‌ی جداکننده (طرح الف) نیز دیده می‌شود تا امکان مقایسه فراهم گردد.



شکل ۶- نمودار هد- دبی پمپ با پروانه‌های مختلف

همانطور که از شکل ۶ بر می‌آید، در استفاده از پمپ برای پمپاژ روغن به دلیل لزجت بیشتر سیال و افزایش تلفات، کاهش هد با پروانه‌ی طرح الف مشهود است. دلیل این کاهش هد افزایش قابل توجه اتلافات هیدرولیکی می‌باشد [۴ و ۵].

جدول ۳ میزان تغییر هد تولیدی پروانه و همچنین افزایش اتلافات هد در حلزونی پمپ اصلی و بدون پره جداکننده را نشان می‌دهد، که هد تولیدی پروانه منهای تلفات حلزونی برابر هد کلی پمپ است.

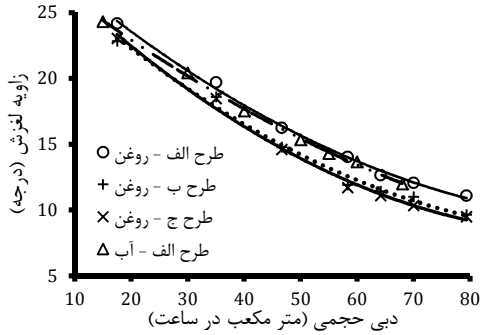
جدول ۳- تأثیر سیال بر عملکرد هیدرولیکی پمپ اصلی بدون پره جداکننده با سرعت دورانی ۱۴۵۰rpm در نقطه طراحی

سیال	هد پروانه (متر)	هد اتلافی حلزونی (متر)	زاویه لغزش (رادیان)	راندمان هیدرولیکی(٪)	اتلافات هیدرولیکی در پروانه (متر)
آب	۱۴/۴۰	۱/۹۴	۰/۲۵	۹۳	۱/۲۲
روغن	۱۴/۳۶	۲/۳۶	۰/۲۴	۸۹	۱/۶۸

با توجه به جدول ۳ در نقطه طراحی پمپ اصلی و بدون پره جداکننده، راندمان هیدرولیکی پمپاژ آب با روش عددی برابر ۹۳٪ و مطابق مقدار پیشنهادی استپانوف است [۳۸] که تأییدی بر روش عددی مورد استفاده می‌باشد. با تغییر سیال و افزایش لزجت آن، راندمان هیدرولیکی کاهش یافته است. همچنین با افزایش لزجت سیال میزان اتلافات در حلزونی افزایش قابل توجهی یافته که منجر به کاهش هد کلی پمپ می‌گردد. اما نسبت اتلافات پروانه به اتلافات حلزونی برای آب و روغن در محدوده‌ی ۰٫۶ الی ۰٫۸ قراردارد [۱۰].

افزودن پره‌های جداکننده به پروانه، هد پمپ را افزایش داده است. این افزایش هد مربوط به تأثیر پره‌های جداکننده در تصحیح خطوط جریان و تطبیق آن‌ها با پروفیل پره می‌باشد [۳۶]. میزان افزایش هد در تغییر پروانه از طرح الف به طرح ب (افزودن پره‌های جداکننده) به‌وضوح دیده می‌شود، زیرا هدایت جریان بهتر صورت گرفته است، اما با افزایش طول پره‌های جداکننده (تغییر پروانه از طرح ب به طرح ج) افزایش قابل توجه نیست و می‌توان دلیل آن را به دو اثر تطبیق بهتر جریان با پره و افزایش تلفات هیدرولیکی دانست.

تغییرات زاویه لغزش برای هر سه پروانه در پمپاژ روغن و پروانه الف در پمپاژ آب با روش عددی محاسبه شده و در شکل ۷ رسم شده است. تغییر زاویه لغزش با تغییر سیال و افزایش لزجت با توجه به اینکه زاویه لغزش تابع تعداد پره‌های پروانه می‌باشد، ناچیز است. اما کاهش زاویه لغزش با افزودن پره‌های جداکننده به هندسه پروانه کاملاً مشهود است، این کاهش لغزش باعث افزایش ضریب لغزش شده و در نتیجه هد پمپ افزایش می‌یابد.

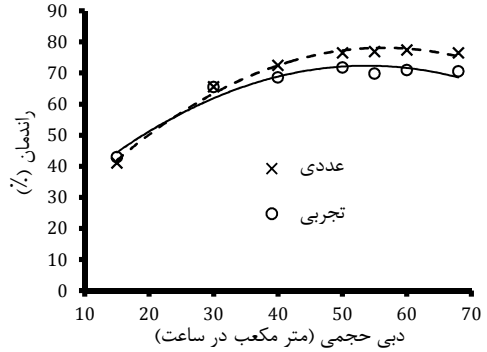


شکل ۷- تغییرات زاویه لغزش با پروانه‌ها و سیالات مختلف

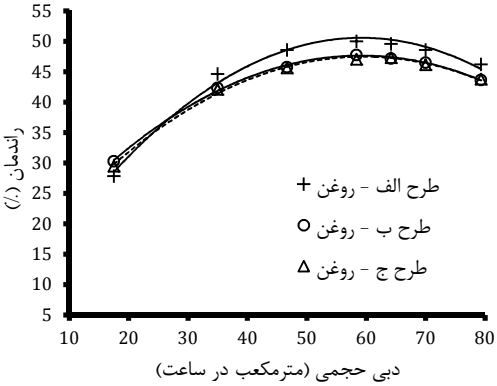
نکته قابل‌توجه در شکل ۶ که هدف این بررسی بوده است، افزایش قابل ملاحظه‌ی هد پمپ روغن با پره‌های جداکننده می‌باشد. به عبارتی هد اتلافی در اثر لزجت افزوده روغن نسبت به آب با بکارگیری پره‌های جداکننده جبران شده و می‌توان از پمپ در جابه‌جایی سیالات لزج نیز استفاده نمود. یکی از ویژگی‌های این روش عدم تغییر حلزونی پمپ می‌باشد زیرا جایگزینی پروانه پمپ به مراتب ساده‌تر و کم هزینه‌تر می‌باشد [۱۵]. پره‌های جداکننده به‌راحتی در مرحله ریخته‌گری به پروانه اضافه می‌گردند، در حالی‌که سایر مراحل تولید ثابت باقی می‌ماند.

اما نکته دیگر در شکل ۶ افت سریعتر هد با افزایش دبی در پمپاژ روغن با پروانه‌های طرح ب و ج نسبت به نمودار هد- دبی پمپاژ آب با پروانه الف می‌باشد. این امر ناشی از بیشتر بودن تلفات هیدرولیکی در سرعت‌های بیشتر است، با افزایش سرعت، تلفات با مجذور آن افزایش می‌یابند و به‌دلیل لزجت بیشتر روغن، سهم تلفات نسبت به پمپاژ آب بیشتر خواهد بود و نمودار هد، افت سریعتری را تجربه می‌نماید. به‌طوری‌که در دبی‌های زیاد، نمودار هد-دبی پروانه‌ها به یکدیگر همگرا شده است. در دبی‌های کمتر نیز به‌دلیل وجود دبی نشتی و لزجت بیشتر روغن، هد پمپ با پره‌های جداکننده کمتر از هد پمپ با پروانه‌ی الف در پمپاژ آب می باشد.

نمودار راندمان- دبی برای پمپ طرح الف به صورت تجربی و عددی و محاسبه گردیده و در شکل ۸ نشان داده شده‌اند. مقایسه نتایج عددی و تجربی راندمان در پمپاژ آب با پروانه‌ی طرح الف نشانگر پیش‌بینی مناسب روند تغییرات راندمان با دبی توسط روش عددی می‌باشد [۲۵]. وجود اختلاف بین نتایج عددی و تجربی به‌دلیل عدم شبیه‌سازی جریان نشتی و اتلافات دیسک است و همانند محاسبه هد، در مورد راندمان نیز خطا در دبی‌های کمتر که دبی نشتی افزایش می‌یابد، بیشتر است. بنابراین می‌توان به بررسی کیفی تغییرات کلی راندمان با افزودن پره‌های جداکننده به‌کمک روش عددی پرداخت و در دبی‌های برابر مقایسه مناسبی بین راندمان پروانه‌های مختلف انجام داد. نمودار راندمان- دبی پمپ در پمپاژ روغن با سه پروانه مختلف در شکل ۱۰ نشان داده شده است. مقایسه شکل‌های ۸ و ۹ نشانگر افت چشمگیر راندمان پمپ به هنگام پمپاژ سیالات لزج می‌باشد. این کاهش راندمان مربوط به افزایش تلفات هیدرولیکی ناشی از لزجت افزوده روغن می‌باشد [۷ و ۱۴].



شکل ۸- مقایسه‌ی نمودار راندمان- دبی عددی و تجربی برای پروانه‌ی طرح الف در کارکرد با آب



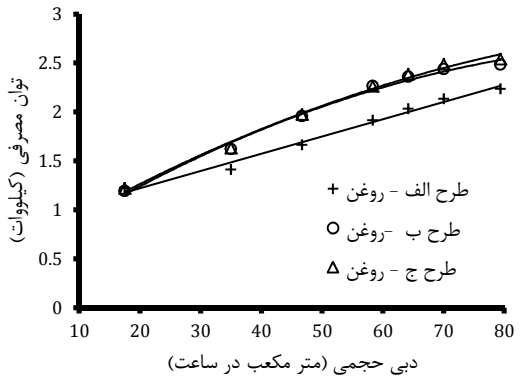
شکل ۹- نمودار راندمان- دبی برای پروانه‌های مختلف در پمپاژ روغن

با توجه به شکل‌های ۶ و ۸ می‌توان نتیجه گرفت پمپ با پروانه‌ی

ب عملکرد بهتری را در پمپاژ سیالات لزج ارائه می‌دهد. هد پروانه‌ی ب و ج در مقایسه با پروانه‌ی الف بیشتر است و افزایش هد به‌عنوان یکی از پارامترهای اساسی انتخاب هد به‌قدری قابل توجه است که کاهش راندمان به میزان ۲٪ را قابل صرف‌نظر می‌نماید. بین پروانه‌های ب و ج، هد و راندمان برای پروانه‌های آنها تقریباً یکسان است اما با توجه به کوتاه‌تر بودن طول پره‌های جداکننده در پروانه‌ی ب، وزن پروانه و در نتیجه مقدار ماده مصرفی در تولید نسبت به پروانه‌ی ج کمتر است که می‌تواند در تولید انبوه منجر به صرفه‌جویی قابل توجهی گردد.

توان مصرفی پمپ در جابه‌جایی سیالات لزج برای هر سه پروانه در شکل ۱۰ نشان داده شده است که حاکی از افزایش توان مصرفی پمپ با افزودن پره‌های جداکننده می‌باشد. افزایش توان مصرفی به دلیل انتقال بیشتر انرژی به سیال(تولید هد بیشتر) و افزایش تلفات هیدرولیکی می‌باشد.

به‌دلیل افزایش قابل توجه هد در پروانه‌ی طرح ب نسبت به طرح الف، اختلاف توان مصرفی برای این دو پروانه قابل ملاحظه است. در حالی‌که با بیشتر شدن طول پره‌های جداکننده (پروانه‌ی طرح ج) تغییر هد و توان مصرفی نسبت به پروانه‌ی نوع ب ناچیز است. از طرف دیگر تغییر راندمان پمپ با استفاده از پروانه طرح ج بجای طرح ب ناچیز بوده که نشانگر تأثیر ناچیز تغییر طول پره‌های جداکننده بر راندمان هیدرولیکی است.



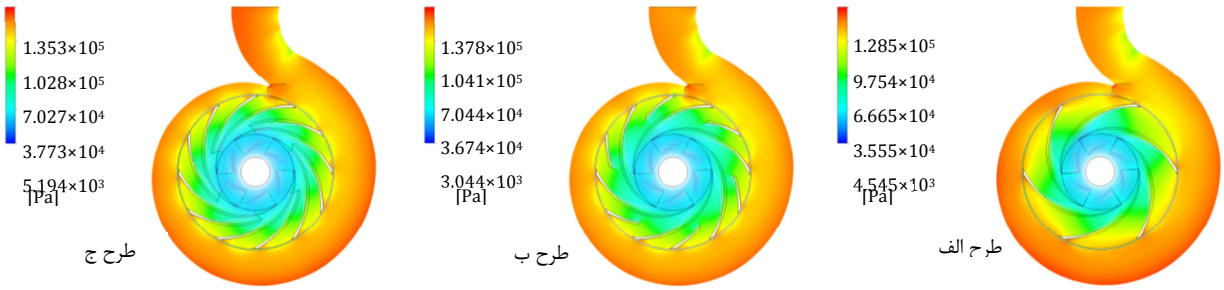
شکل ۱۰- نمودار توان مصرفی برای پروانه‌های مختلف در پمپاژ روغن

کانتورهای فشار در داخل فضای محاسباتی برای هر سه پروانه‌ی مختلف در شکل ۱۱ نشان داده شده است. کانتورها حاکی از افزایش هرچه بیشتر اختلاف فشار بین ورودی و خروجی پمپ با افزودن پره‌های جداکننده بوده و به‌همین دلیل نیز هد بیشتری حاصل شده است.

در شکل ۱۲ نیز خطوط جریان مربوط به هر سه پروانه در پمپاژ روغن دیده می‌شود. با دنبال‌نمودن خطوط جریان و بررسی زاویه‌ی امتداد جریان خروجی از پروانه نسبت به سرعت محیطی، افزایش زاویه‌ی خروج جریان و تطبیق بهتر جریان با پروفیل پره‌ها در حضور پره‌های جداکننده مشاهده می‌شود. تطبیق بهتر جریان با پره‌ها باعث کاهش زاویه‌ی لغزش شده است.

بردارهای سرعت در حد فاصل پره‌ها در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود توزیع سرعت در خروجی پروانه‌ی طرح الف در فاصله بین پره‌ها کاملاً غیر یکنواخت می‌باشد. درحالی‌که با افزودن پره‌های جداکننده، توزیع سرعت در فاصله‌ی پره به پره توسط پره‌ی جداکننده به دو قسمت تقسیم شده و در نتیجه پدیده‌ی جت- دنباله تضعیف گردیده است. همچنین نواحی سرعت پایین بر روی سطح پره کاهش یافته که نشانگر کاهش احتمال جدایش جریان از پره می‌باشد.

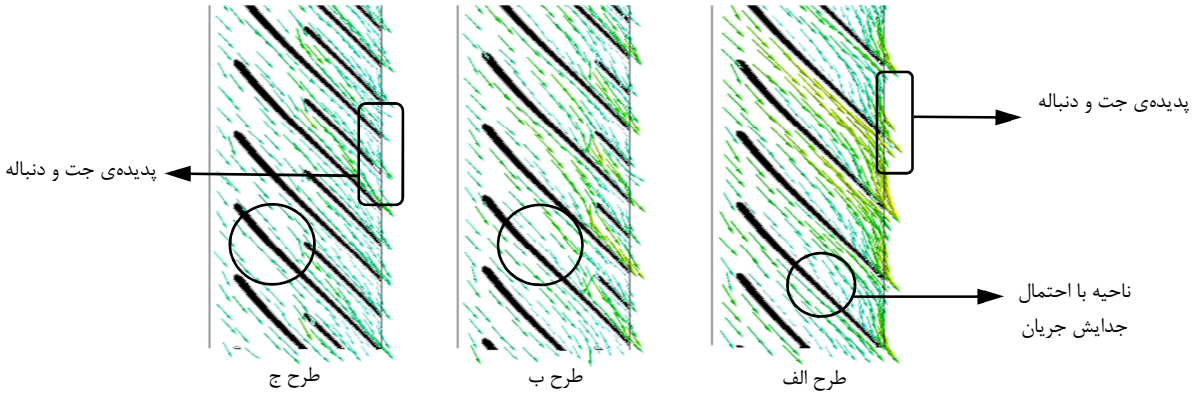
نمودار توزیع فشار در خروجی پروانه‌ی طرح الف برای پمپاژ آب و روغن در شکل ۱۴ نشان داده شده و مقایسه گردیده است. در این نمودار کاهش فشار خروجی پروانه به هنگام پمپاژ روغن دیده می‌شود اما تغییرات فشار و نوسانات مربوطه در مورد هر دو سیال یکسان می‌باشد. در ادامه (شکل‌های ۱۵، ۱۶ و ۱۷) نوسانات فشار خروجی پروانه برای پمپاژ روغن توسط سه طرح مختلف پروانه و در بارهای مختلف نشان داده شده است.



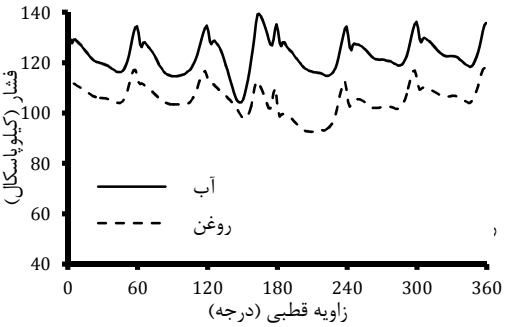
شکل ۱۰- کانتور فشار برای پمپ با پروانه‌های مختلف در نقطه‌ی بهترین بازده برای پمپاژ روغن



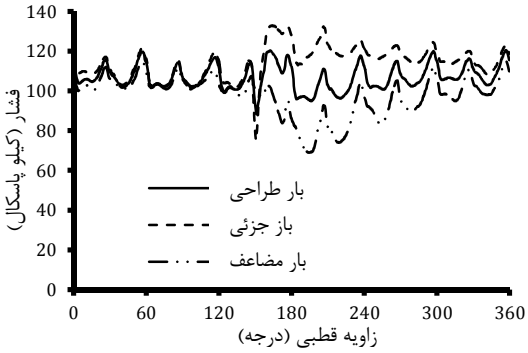
شکل ۱۱- خطوط جریان در پروانه‌های مختلف در نقطه‌ی طراحی برای پمپاژ روغن



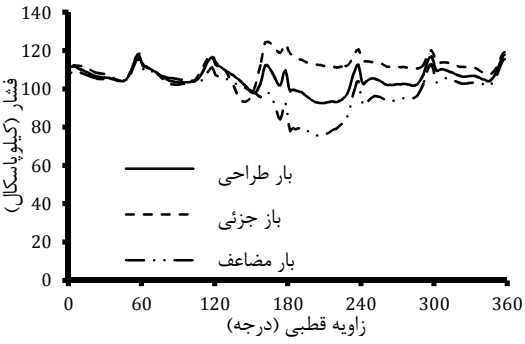
شکل ۱۲- بردارهای سرعت در صفحه‌ی پره به پره برای پروانه‌های مختلف در نقطه‌ی طراحی برای پمپاژ روغن



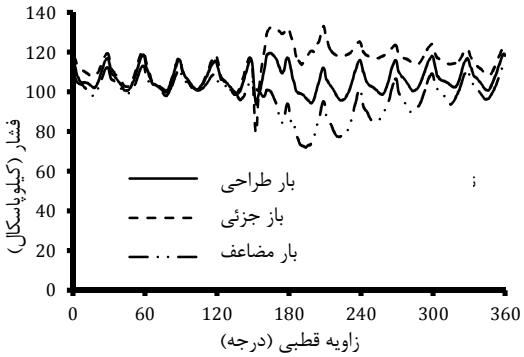
شکل ۱۳- توزیع فشار در سطح خروجی پروانه طرح الف در دبی طراحی



شکل ۱۵- توزیع فشار سطح خروجی پروانه‌ی طرح ب در پمپاژ روغن و سه بار متفاوت



شکل ۱۴- توزیع فشار سطح خروجی پروانه‌ی طرح الف در پمپاژ روغن و سه بار متفاوت



شکل ۱۶- توزیع فشار سطح خروجی پروانه‌ی طرح ج در پمپاژ روغن و سه بار متفاوت

در شکل ۱۵ نوسانات فشار در پروانه دارای ۶ سیکل می‌باشد که

به‌دلیل وجود ۶ پره است. در محل زبانه‌ی حلزونی تغییر فشار ناگهانی در فشار دیده می‌شود که به‌دلیل تغییر قابل‌توجه مساحت جریان و برخورد آن با زبانه‌ی حلزونی می‌باشد [۳۹].

در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ که تغییرات فشار سطح خروجی پروانه‌های ب و ج را نشان می‌دهند، به‌دلیل وجود پره‌های جداکننده فرکانس نوسانات فشار افزایش یافته است. با کاهش دبی پمپ که منجر به افزایش فشار می‌گردد، تغییر فشار در محل زبانه‌ی حلزونی بزرگتر شده و به‌طور کلی نمودار فشار پروانه بالاتر قرارگرفته است. در هر سه نمودار (شکل‌های ۱۵، ۱۶ و ۱۷) با کاهش دبی پمپ، فشار خروجی پروانه افزایش یافته است ولی محل تغییر فشار ناگهانی (در زبانه‌ی حلزونی) تغییر نکرده است.

همچنین در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ در نقطه‌ی بیشینه‌ی فشار به جز در محل زبانه‌ی حلزونی، یک قله دیده می‌شود اما برای پروانه‌ی طرح الف (شکل ۱۵) در هر سیکل فشار، دو قله در کنار یکدیگر دیده می‌شود. وجود دو قله در این ناحیه به‌دلیل پدیده‌ی جت- دنباله می‌باشد که با افزوده‌شدن پره‌های جداکننده این اثر کاهش یافته است.

۹- نتیجه‌گیری

در این بررسی تأثیر افزایش لزجت سیال در عملکرد پمپ گریز از مرکز مورد توجه قرار گرفته است. با افزایش لزجت سیال اتلاقات هیدرولیکی در پمپ افزایش یافته و در نتیجه افت قابل ملاحظه‌ای در عملکرد پمپ مشاهده می‌گردد. همچنین اتلافات پروانه و حلزونی با افزایش لزجت سیال افزایش یافته است. به‌منظور جبران اثرات لزجت بر کاهش هد در این بررسی از پره‌های جداکننده با طول‌های مختلف استفاده شده است. نتایج، حاکی از جبران افت هد ناشی از تلفات لزجت روغن با اثر پره‌های جداکننده می‌باشد. با هدایت بهتر جریان توسط پره‌های جداکننده، جریان خروجی مطابقت بهتری با پروفیل پره‌ها داشته و لغزش کاهش یافته است که منجر به افزایش هد شده است.

۱۰- فهرست علائم

b_2	عرض پروانه در خروجی (mm)
D_2	قطر خارجی پروانه (mm)
g	شتاب جاذبه (m/s^2)
h_p	هد پمپ (m)
l_{blade}	طول پره‌ی اصلی (mm)
l_{sb}	طول پره‌ی جداکننده (mm)
N	سرعت دورانی پمپ (RPM)
n	بردار نرمال سطح
P	فشار (kPa)
P_t	فشار کل (kPa)
P_{elec}	توان الکتریکی مصرفی (kW)
Q	دبی پمپ (m^3/s)
r	بردار موقعیت (m)
s	مساحت (m^2)
t	زمان (s)
u	مؤلفه‌ی بردار سرعت (m/s)
V	سرعت (m/s)
v	حجم (m^3)
x	دستگاه مختصات
z	ارتفاع (m)

علائم یونانی

β_2'	زاویه‌ی خروج پره (degree)
γ	وزن مخصوص (N/m^3)
η	راندمان
η_m	بازده الکتروموتور
μ	لزجت (Pa.s)
ρ	چگالی (kg/m^3)
τ	تنش برشی (Pa)
Ω	سرعت دورانی (RPM)
Δh	تلفات هد (m)

بالانویس‌ها

o	بازه‌ی زمانی قبل
$-$	متوسط زمانی

زیرنویس‌ها

ip	نقطه‌ی انتگرال‌گیری
s	مکش
d	رانش

۱۲- مراجع

[1] Dauherty R., A further investigation of performance of centrifugal pumps when pumping oils, Bulletin, Vol. 130, 1926.

[2] Stepanoff A., Pumping viscous oils with centrifugal pumps, Oil & Gas J, Vol. 4, pp. 78-82, 1940.

[3] Gülich] J., Centrifugal pumps, Berlin: Springer, 2008.

[4] Gülich J., Pumping highly viscous fluids with centrifugal pumps—Part 1, World Pumps, Vol. 1999, No. 395, pp. 30-34, 1999.

[5] Gülich J., Pumping highly viscous fluids with centrifugal pumps—Part 2, World Pumps, Vol. 1999, No. 396, pp. 39-42, 1999.

[6] Li W.-G., Hu Z. M., An experimental study on performance of centrifugal oil pump, Fluids Machinery, Vol. 25, No. 2, pp. 3-7, 1997.

[7] Li W.-G., Effects of viscosity of fluids on centrifugal pump performance and flow pattern in the impeller, International journal of heat and fluid flow, Vol. 21, No. 2, pp. 207-212, 2000.

[8] Li W., Deng D., Reynolds number of centrifugal oil pumps and its effects on the performance, Pump Technology, Vol. 3, pp. 10-13, 1999.

[9] Li W.-G., Influence of the number of impeller blades on the performance of centrifugal oil pumps, World Pumps, No. 427, pp. 32-5, 2002.3

[10] Li W., Blade exit angle effects on performance of a standard industrial centrifugal oil pump, Journal of applied fluid mechanics, Vol. 4, No. 2, pp. 105-119, 2011

[11] Li W.-G., Impeller trimming of an industrial centrifugal viscous oil pump, International Journal of Advanced Design and Manufacturing Technology, Vol. 5, No. 1, pp. 1-10, 2012.

[12] ShojaeeFard M., Boyaghchi F., Ehghaghi M., Experimental study and three-dimensional numerical flow simulation in a centrifugal pump when handling viscous fluids, IUST Int J Eng Sci, Vol. 17, No. 3-4, pp. 53-60, 2006.

[13] ShojaeeFard M., Boyaghchi F., Studies on the influence of various blade outlet angles in, American Journal of Applied Sciences, Vol. 4, No. 9, pp. 718-724, 2007.
[14] Shojaeefard M., Tahani M., Ehghaghi M., Fallahian M., Beglari M., Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, Computers & Fluids, Vol. 60, pp. 61-70, 2012.
[15] ShojaeeFard M., Tahani M., Khalkhali A., Ehghaghi M., Fallah H., Beglari M., A parametric study for improving the centrifugal pump impeller for use in viscous fluid pumping, Heat and Mass Transfer, Vol. 49, No. 2, pp. 197-206, 2013.
[16] Li W.-G., Analysis of flow in extreme low specific speed centrifugal pump impellers with multi-split-blade, International Journal of Turbo and Jet Engines, Vol. 23, No. 2, pp. 73-86, 2006.
[17] Japikse D., Marscher W. D., Furst R. B., Centrifugal pump design and performance, Wilder, VT: Concepts ETI, Inc., 1997.
[18] Chiang H.-W. D., Fleeter S., Flutter control of incompressible flow turbomachine blade rows by splitter blades, Journal de Physique III, Vol. 4, No. 4, pp. 783-804, 1994.
[19] Hou Y., Li R., Zhang J., Research on the length ratio of splitter blades for ultra-high head francis runners, Procedia Engineering, Vol. 31, pp. 92-96, 2012.
[20] Fradin C., Detailed measurements of the flow field in vaneless and vaned diffusers of centrifugal compressors, Journal de Physique III,Vol. 2, No. 9, pp. 1787-1804, 1992.
[21] Gölcü M., Pancar Y., Sekmen Y., Energy saving in a deep well pump with splitter blade, Energy Conversion and Management, Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.
[22] Miyamoto H., Nakashima Y., Ohba H., Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impellers, JSME International Journal, Vol. 35, pp. 238-246, 1992.
[23] Nishi M., Liu S., Yoshida K., Tsukamoto H., Kouya S., Tip-clearance effect on the performance of a high speed mini-turbopump, in Proceeding of The 3rd International Conf. on Pumps and Fans,pp. 223-231, 1998.
[24] Liu S., Nishi M., Yoshida K., Tsukamoto H., A study on a high speed mini turbopump, 2nd Rep: Effect of Bypass Flow on The Pump Performance, in Proceeding of 2nd Symp.on Fluid Machinery and Fluid Engineering, pp. 633-636, 2000.
[25] Shigemitsu T., Fukutomi J., Wada T., Shinohara H., Performance analysis of mini centrifugal pump with splitter blades, Journal of Thermal Science, Vol. 22, No. 6, pp. 573-579, 2013.
[26] Shigemitsu T., Fukutomi J., Kaji K., Wada T., Performance and internal flow condition of mini centrifugal pump with splitter blades, in Proceeding of IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, IOP Publishing, Vol. 15, No. 7, pp. 072001, 2012.
[27] Choi Y.-D., Kurokawa J., Matsui J., Performance and internal flow characteristics of a very low specific speed centrifugal pump, Journal of fluids engineering, Vol. 128, No. 2, pp. 341-349, 2006.
[28] Tang X., Wang F., Wu Y., An improved large eddy simulation of two-phase flows in a pump impeller, Acta Mechanica Sinica, Vol. 23,No. 6, pp. 635-643, 2007.
[29] Yang W., Xiao R., Wang F., Wu Y., Influence of splitter blades on the cavitation performance of adouble suction centrifugal pump, Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2014, pp.1-12, 2014.
[30] Asuaje M., Bakir F., Kouidri S., Rey R., Inverse design method for centrifugal impellers and comparison with numerical simulation tools, International Journal of Computational Fluid Dynamics, Vol. 18, No. 2,pp. 101-110, 2004.
[31] Anagnostopoulos J. S., A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers, Computers & Fluids, Vol. 38, No. 2, pp. 284-289, 2009.
[32] Spence R., Amaral-Teixeira J., A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump, Computers & Fluids, Vol. 38, No. 6, pp. 1243-1257, 2009.
[33] Cui B., Chen D., Wang C., Zhu Z., Jin Y., Jin Y., Research on performance of centrifugal pump with different-type open impeller, Journal of Thermal Science, Vol. 22, No. 6, pp. 586-591, 2013.
[34] McAllister E. W., Pipeline rules of thumb handbook: a manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems, Gulf Professional Publishing, 2013.
[35] Beckwith, Thomas G., Roy D. Marangoni, and John H. Lienhard. Mechanical measurements. Pearson Prentice Hall, 2007.
[۳۶] م. ب. احقاقی و م. وجدی، بررسی تجربی و عددی تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ گریز از مرکز، مهندسی مکانیک مدرس، شماره ۱۵(۳)، ۳۹۸-۴۱۰، ۲۰۱۵.
[37] Nourbakhsh S., Turbomachinery, University of Tehran Press, 2005.
[38] Stepanoff A. J., Centrifugal and axial flow pumps, 1948.
[39] G. Kergourlay, M. Younsi, F. Bakir, R. Rey, Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: test-analysis comparison, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2007, 2007.