مجله مهندسی مکانیک مدرس، خرداد 1394، دوره 15، شماره 3، ص‌ص 398-410

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی تجربی و عددی تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ گریز از مرکز

میر بیوک احقاقی[1*]، محمد وجدی[2]

1- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

2- دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

*تبریز، صندوق پستی 5166614766، Ehghaghi@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 13 آذر 1393
پذیرش: 09 دی 1393
ارائه در سایت: 25 بهمن 1393

کلید واژگان:
پمپ گریز از مرکز
پروانه‌ی شعاعی
افزایش هد
پره‌های جداکننده
ضریب لغزش

چکیده

با توجه به کاربرد فراوان پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع، افزایش کارایی آن‌ها حائز اهمیت است. از این‌رو در این مطالعه برای بهبود عملکرد پمپ گریز از مرکز، پره‌های جداکننده به هندسه‌ی پمپ اضافه شده و بررسی تجربی و عددی بر روی آن انجام پذیرفته است. به منظور انجام بررسی تجربی، پروانه‌هایی با پره‌های جداکننده به طول‌های مختلف ساخته شده است. پمپ با این پروانه‌ها در سلول تست آزمایش شده و منحنی عملکردی آن استخراج گردیده است. همچنین با هدف بررسی جریان در پروانه و حلزونی، پمپ به صورت عددی با نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس شبیه‌سازی شده است. روش عددی حجم محدود به همراه مدل آشفتگی کا-امگا اس‌اس‌تی برای تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفته است. جریان در پروانه و حلزونی به ترتیب با دستگاه مختصات چرخان و ساکن تحلیل شده و نتایج با رابط روتور ایستا به یکدیگر کوپل گردیده‌اند. مطالعه برای سه پروانه با طول پره‌های جداکننده‌ی برابر صفر، 33 و 66 درصد طول پره‌های اصلی صورت گرفته است. نتایج عددی و تجربی حاکی از افزایش هد تولیدی پمپ می‌باشند که به طول پره‌های جداکننده وابسته بوده و حداکثر افزایش هد در نقطه‌ی بهترین بازده برای پروانه نوع سوم (طول پره‌های جداکننده برابر 66 درصد طول پره‌های اصلی) برابر 10/5 درصد به دست آمده است. همچنین مشاهده می‌شود که در نزدیکی نقطه‌ی طراحی، تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ بیشتر بوده و با انحراف از این نقطه، از میزان این اثر کاسته می‌شود.

Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance

Mir Boyouk Ehghaghi*, Mohammad Vajdi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran.
*P.O.B. 5166614766 Tabriz, Iran, Ehghaghi@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 04 December 2014
Accepted 30 December 2014
Available Online 14 February 2015

Keywords:
Centrifugal Pump
Radial Impeller
Head Increase
Splitter Blades
Slip Factor

ABSTRACT

As pumps are used frequently in industrial plants, their performance improvement is important. In this study, performance improvement of centrifugal pumps by application of splitter blades has been investigated both numerically and experimentally. Radial impellers with different length of splitter blades have been manufactured and tested to obtain performance charts. On the other hand, the flow in impeller and volute has been investigated numerically by ANSYS-CFX commercial code. Numerical study has been done using Finite volume method and k-ωSST turbulence model. Rotating and stationary frames have been used to analyze flow in impeller and volute respectively and the results have been coupled by Frozen Rotor. Three impellers with the lengths of splitter blades equal to 0, 33% and 66% of original blades were tested. Results show head increase when the splitter blades were added while the amount of increase depends on the splitter blades length. At BEP (Best Efficiency Point) the maximum head increase was reported for impeller type three (the length of splitters equal to 66% of original blades) about 10.5 percent. It should be noted that as the capacity tends to BEP, the effect of splitter blades is more significant.

1- مقدمه

پمپ‌های گریز از مرکز در اکثر صنایع به عنوان قلب سیستم که وظیفه‌ی جابه‌جایی سیالات مورد استفاده در آن صنعت را به عهده دارند، به وفور مورد استفاده قرار گرفته و سهم قابل‌توجهی در میزان انرژی مصرفی دارند. از این‌رو بهبود عملکرد پمپ‌ها مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. یکی از پارامترهای اساسی در مورد انتخاب پمپ‌ها میزان هد تولیدی است که تابع پارامترهای مختلفی از جمله قطر پروانه، سرعت دورانی پمپ، دبی پمپ، زاویه‌ی خروجی پره‌ها و تعداد آن‌ها است [2،1]. در طراحی پمپ‌ها معمولاً از نظریه یک‌بعدی اولر استفاده می‌شود و به منظور اطمینان از یک بعدی بودن جریان در این نظریه تعداد پره‌ها برابر بی‌نهایت با ضخامت صفر فرض می‌شود که در عمل غیرممکن است. در نتیجه با کاهش تعداد پره‌ها، جریان در فضای بین آن‌ها از حالت یک‌بعدی خارج شده و به طور کامل از پروفیل پره‌ها پیروی نمی‌کند [3] که منجر به کاهش مقدار هد پمپ به کمتر از هد اولر می‌شود [4]. محققین زیادی به طراحی و تحلیل عملکرد

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. B. Ehghaghi, M. Vajdi, Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 398-410, 2015 (In Persian)

پمپ‌های گریز از مرکز با استفاده از روش‌های عددی پرداخته‌اند [5-8]. ژاپیکسه و همکاران [9] کاهش انسداد در ورودی پمپ را به عنوان روشی برای افزایش دبی و بهبود پارامترهای هیدرولیکی پمپ معرفی نموده‌اند. چیانگ و فلیتر [10] نیز استفاده از پره‌های جداکننده را برای هدایت بهتر جریان توسط پره‌ها و کاهش لغزش، پیشنهاد کرده‌اند. آن‌ها با ارائه‌ی یک روش عددی برای تحلیل پایداری آیرودینامیکی در روتور به تحلیل جریان غیرقابل تراکم پرداخته و نشان داده‌اند که با استفاده از پره‌های جداکننده پایداری آیرودینامیکی افزایش می‌یابد. کارگولی [11] در سال 2006 میلادی عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز باز را مورد بررسی قرار داده است. سرعت مخصوص پمپ مورد استفاده برابر 32 بوده و به صورت عددی و تجربی تحلیل شده است. نتایج تحلیل از کاهش نوسانات فشار، همگن بودن محیطی سرعت‌ها و نیز افزایش نیروی شعاعی واردشده بر پروانه‌های باز حکایت داشته است. گولجو و همکاران [12] با هدف کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های چاه عمیق که در صنایع کشاورزی به وفور استفاده می‌شوند، به بررسی آن‌ها پرداخته و استفاده از پره‌های جداکننده را مد نظر قرار داده‌اند. برای این منظور پروانه‌ی جدیدی برای تأمین هد و دبی مورد نظر ساخته شده و زاویه‌ی پره‌ها در خروجی پروانه‌ی این پمپ برابر 15 درجه در نظر گرفته شده است. آنان با ساخت پروانه‌هایی با 5، 6 و 7 پره، تأثیر تعداد پره‌ها در عملکرد پمپ را نیز مورد توجه قرار داده‌اند و دلیل استفاده از تعداد پره‌های برابر اعداد فوق را تحقیق شوایر و گرگوری [13] دانسته‌اند که تعداد بهینه‌ی پره‌ها را بین 5 تا 8 پره پیشنهاد نموده‌اند. بر اساس نتایج تحقیق، تعداد مناسب پره‌های اصلی و طول بهینه‌ی پره‌های جداکننده به منظور کاهش مصرف انرژی در فصل آبیاری برای پمپ‌های چاه عمیق پیشنهاد شده است. میاموتو [14] عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز شعاعی را با و بدون پره‌های جداکننده به طور عددی و تجربی تحلیل نموده که نتایج حاکی از افزایش فشار کل در حضور پره‌های جداکننده نسبت به پروانه‌های ساده بوده است.

در زمینه‌ی طراحی پمپ‌های گریز از مرکز کوچک می‌توان به مطالعات نیشی و همکاران [15،16] اشاره نمود. نتایج این بررسی‌ها بیانگر این موضوع است که با روش‌های طراحی معمول، پروانه‌های بسته به مراتب بهتر از پروانه‌های نیمه‌باز عمل می‌کنند و در صورت استفاده از پروانه‌ی نیمه‌باز می‌بایست زاویه‌ی خروجی و تعداد پره‌ها افزایش یابد تا عملکرد مورد نظر از لحاظ هد و دبی حاصل شود. از طرف دیگر تحقیقات چوی و همکاران [17] در مورد پمپ‌های شعاعی کوچک مؤید مناسب‌تر بودن پره‌های صاف برای این‌گونه پمپ‌ها است. بر همین اساس شیگمیتسو و همکاران [18،19] در بررسی تأثیر پره‌های جداکننده در پمپ‌های گریز از مرکز کوچک، پمپی با پره‌های صاف با زاویه‌ی خروجی 60 درجه طراحی نموده‌اند. در بررسی آن‌ها که به صورت عددی و تجربی بوده، نشان داده شده است که با کاربرد پره‌های جداکننده، مقدار هد افزایش یافته و عملکرد هیدرولیکی پروانه‌ها بهتر می‌شود. لی [20] به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز روغن با سرعت مخصوص بسیار پایین پرداخته و به منظور افزایش کارایی پمپ، پره‌های جداکننده را به هندسه اصلی اضافه نموده است. روش تحقیق وی تحلیلی بوده و از روش تکینگی[1] برای شبیه‌سازی جریان استفاده نموده است. وی ابتدا با استفاده از روش تکینگی، جریان‌های برگشتی در پمپ را بدون پره‌های جداکننده مدل نموده و سپس با افزودن پره‌های جداکننده نشان داده است که جریان‌های برگشتی کنترل شده و در نتیجه هد افزایش یافته است. در راستای ارتقای عملکرد پمپ گریز از مرکز روغن، لی [21] به بررسی تأثیر میزان تراش پروانه بر عملکرد پمپ نیز پرداخته است. تحقیق تجربی وی، با پروانه‌هایی با قطرهای مختلف صورت گرفته و نتایج از بهبود عملکرد پمپ با کاهش قطر حکایت داشته است. وی وقوع این پدیده را با افزایش زاویه‌ی خروجی پره و عرض پروانه در خروجی مرتبط دانسته است. لی [22] در تحقیق دیگری به بررسی تأثیر زاویه‌ی خروجی پروانه بر پمپاژ سیالات لزج تمرکز نموده و نشان داده است که با افزایش زاویه‌ی خروجی پره‌ها، مقدار هد افزایش می‌یابد. وی نسبت تلفات هیدرولیکی در پروانه را نیز 0/6 تا 0/8 تلفات حلزونی برآورد نموده است. بر اساس نتایج تحقیقات لی، شجاعی‌فرد و همکاران [23،24] برای بهبود عملکرد پمپ، زاویه‌ی خروجی پره و پهنای پروانه در خروجی را به طور همزمان افزایش داده‌اند. تحقیق آنان به صورت عددی و تجربی بوده و برای شبیه‌سازی آشفتگی از مدل کا-امگا اس‌اس‌تی[2] بهره گرفته‌اند. بر اساس نتایج تحقیق، مقدار مناسب زاویه‌ی خروجی پره و عرض خروجی پروانه جهت افزایش بازده پیشنهاد گردیده است.

بررسی‌های عددی با ظهور نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی بیشتر شده که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به تحقیق آساژ و همکاران [25] در زمینه‌ی تحلیل سه‌بعدی جریان و نیز مطالعات جداگانه‌ی آناگنوستوپولوس [26] و اسپنس و همکاران [27] به منظور مدل‌سازی دوبعدی جریان داخل پمپ اشاره نمود. سوی و همکاران [28] نیز پروانه‌های باز را به صورت عددی بررسی نموده‌اند که در بررسی سه‌بعدی صورت‌گرفته از مدل توربولانسی k-ε استفاده شده و در نهایت برتری هیدرولیکی پره‌های صاف نسبت به پره‌های انحنادار تعیین گردیده است.

پره‌های جداکننده علاوه بر پمپ‌های گریز از مرکز در سایر توربوماشین‌ها نیز به کار گرفته شده‌اند. فرادین [29] به بررسی تأثیر پره‌های جداکننده بر روی عملکرد کمپرسورهای محوری پرداخته و نتایج تحقیق حاکی از بهبود عملکرد کمپرسور بوده است. هو و همکاران [30] نیز کاربرد پره‌های جداکننده در توربین فرانسیس را به صورت عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. مشاهدات آنان نشان داده‌اند که کاربرد پره‌های جداکننده، بهبود بازده توربین را به دنبال داشته است. از طرف دیگر کاربرد پره‌های جداکننده در پمپ‌ها فقط برای افزایش هد نبوده و تأثیر آن‌ها بر پدیده کاویتاسیون نیز مورد توجه قرار گرفته است. تانگ و همکاران [31] به تحلیل جریان دو فازی در پمپ به هنگام کاویتاسیون با روش عددی حجم محدود[3] پرداخته و روش عددی جدیدی برای شبیه‌سازی جریان پیشنهاد نموده‌اند. در تحقیقاتی جداگانه، سو و همکاران [32] و یانگ و همکاران [33] به ترتیب کاویتاسیون پمپ‌های گریز از مرکز تک‌مکشه و دومکشه را مورد توجه قرار داده‌اند.

همانگونه که اشاره شده است پره‌های جداکننده اغلب برای افزایش هد و بهبود عملکرد پمپ‌های شعاعی نیمه‌باز یا پمپ‌های گریز از مرکز کوچک با پره‌های صاف و دوبعدی مورد استفاده قرارگرفته‌اند. در این بررسی، تأثیر افزودن پره‌های جداکننده در پمپ گریز از مرکز بسته با پره‌های سه‌بعدی و سرعت مخصوص متوسط ($\omega_s = 0.5$) مورد توجه قرار گرفته است. زاویه‌ی خروجی پره‌ها در این بررسی بر خلاف کارهای قبلی، نزدیک به مقدار پیشنهادی استپانوف [4] بوده و پمپ به طور کامل همراه با حلزونی مدل شده است. تغییرات صورت‌گرفته در این تحقیق محدود به پروانه بوده و حلزونی بدون تغییر باقی مانده است. تغییر در پروانه‌ی پمپ به سادگی در طی مراحل ریخته‌گری با افزودن ماهیچه‌ها امکان‌پذیر است اما برای تغییر

1- Singularity Method

2- K-ω SST

3- Finite Volume Method (FVM)

حلزونی می‌بایست مدل مورد استفاده برای حلزونی تغییر یابد، بنابراین در صورت موفقیت طرح پیشنهادی، افزایش کارایی پمپ‌های تولیدی به سادگی امکان‌پذیر خواهد بود. طول پره‌های جداکننده کمتر از طول پره‌های اصلی بوده و از آنجایی که در ورودی پمپ حضور ندارند، ضریب انسداد ورودی را تحت تأثیر قرار نمی‌دهند. این بررسی بر پایه‌ی تست تجربی پمپ و شبیه‌سازی عددی با روش حجم محدود صورت گرفته است. به منظور شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس[1] برای حل معادلات استفاده شده است.

2- مشخصات پمپ مورد بررسی

پمپ انتخاب‌شده از سری تولیدات پمپیران (مدل اتانرم 200-65) است. قطر پروانه‌ی پمپ 209 میلیمتر، زاویه‌ی خروجی پره‌ها 27/5 درجه، تعداد پره‌ها 6 و عرض پروانه در خروجی 17 میلیمتر است. الکتروموتور سه‌فازی با توان 4 کیلووات با سرعت دورانی 1450 دور در دقیقه به عنوان محرک پمپ استفاده شده است. پس از دمونتاژ پمپ، با تهیه‌ی مدل ریخته‌گری، سه پروانه با مشخصات مندرج در جدول 1 ساخته شده‌اند. همان طور که از جدول برمی‌آید زاویه‌ی خروجی پره‌ها، عرض پروانه و قطر آن بدون تغییر باقی‌مانده‌اند. مدل ریخته‌گری پروانه‌ی اصلی (نوع اول) و نوع دوم به ترتیب در شکل‌های 1 و 2 نمایش داده‌شده‌اند.

3- بررسی تجربی

هر سه پروانه پس از طی مراحل ریخته‌گری، ماشین‌کاری و توازن در سلول تست بخش تحقیق و توسعه‌ی شرکت نوید سهند تست شده‌اند. سلول تست به صورت شماتیک در شکل 3 نشان داده شده است. دبی عبوری از پمپ و توان مصرفی آن توسط دبی‌سنج و وات‌متر موجود در سلول تست اندازه‌گیری شده‌اند. برای تعیین فشار در مکش و رانش پمپ فشارسنج‌های کالیبره‌شده‌ای در ورودی و خروجی پمپ نصب گردیده‌اند. شیر برقی موجود در مدار، دبی را از مقدار بیشینه‌ی ممکن تا مقدار صفر تنظیم می‌نماید. میزان هد، توان مصرفی و بازده پمپ در دبی‌های مختلف استخراج شده و منحنی‌های عملکردی پمپ ترسیم می‌گردند. در شکل 4 تصویر پمپ نصب‌شده در سلول تست دیده می‌شود. تعیین هد پمپ به کمک معادله‌ی برنولی بین مکش و رانش پمپ (نقاط 1 و 2) انجام می‌پذیرد. طبق رابطه (1) داریم:

$$\frac{P_1}{g}+\frac{V_1^2}{2g}+z_1+h_p=\frac{P_2}{g}+\frac{V_2^2}{2g}+z_2+\mathrm{D}h \qquad (1)$$

که $\mathrm{D}h$ تلفات هد (اصطکاکی و موضعی) بین نقاط 1 و 2 است و با استفاده از روابط (3) و (4) قابل محاسبه است:

$$\mathrm{D}h=\mathrm{D}h_l+\mathrm{D}h_m \qquad (2)$$

$$\mathrm{D}h_l=f\frac{L}{d}\frac{V^2}{2g} \qquad (3)$$

$$\mathrm{D}h_m=K\frac{V^2}{2g} \qquad (4)$$

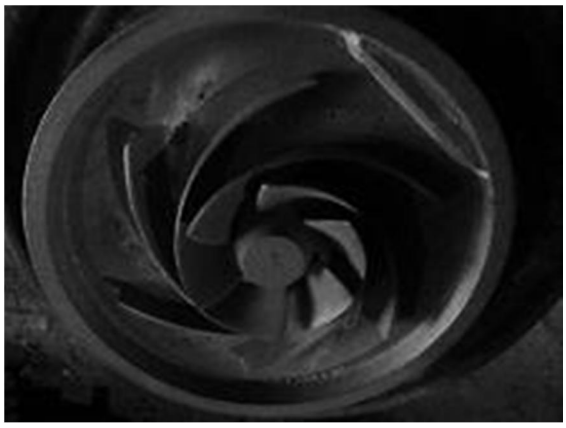
مقدار ضریب اصطکاک f و ضریب افت موضعی K با استفاده از کتاب‌های مرجع تعیین می‌گردد [34]. از طرفی به دلیل فاصله‌ی کم میان نقاط 1 و 2 می‌توان از اتلافات خطی نیز صرف‌نظر نمود.

برای تعیین بازده پمپ باید توان ورودی پمپ اندازه‌گیری شود، اما توان جذبی پمپ مکانیکی بوده و برای تعیین آن می‌بایست گشتاور محور پمپ

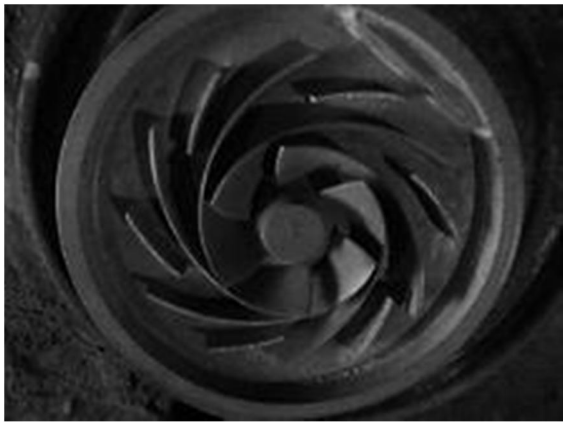
1- CFX

جدول 1 مشخصات پروانه‌ها

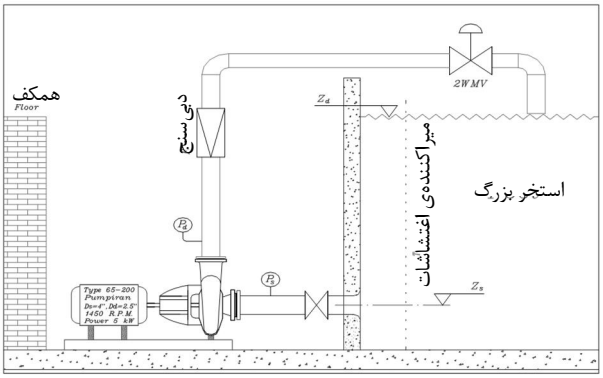
نوع پروانه	قطر پروانه D_2 (mm)	عرض خروجی پروانه b_2 (mm)	زاویه‌ی خروجی پره β_2' (degree)	نسبت طول پره‌ی جداکننده به طول پره‌ی اصلی $\frac{l_{sp}}{l_{blade}}$
نوع اول	209	17	27/5	بدون پره‌ی جداکننده
نوع دوم	209	17	27/5	$\frac{1}{3}$
نوع سوم	209	17	27/5	$\frac{2}{3}$



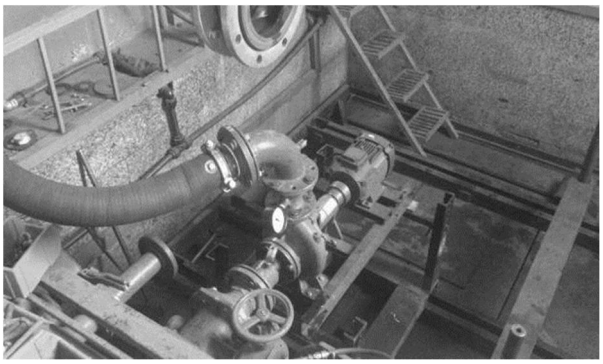
شکل 1 مدل ریخته‌گری پروانه‌ی نوع اول



شکل 2 مدل ریخته‌گری پروانه‌ی نوع دوم



شکل 3 طرح شماتیک سلول تست



شکل 4 پمپ نصب‌شده در سلول تست

تعیین گردد. برای این منظور معلق‌سازی الکتروموتور یکی از راهکارهای ممکن است. از طرف دیگر با توجه به اینکه در این تحقیق هدف مقایسه بین بازده پمپ با پروانه‌های مختلف است، می‌توان از اندازه‌گیری توان الکتریکی مصرفی موتور محرک (P_{elec}) با فرض بازده 85% برای آن (η_m) بهره برد [23]. در نتیجه بازده پمپ را می‌توان از رابطه‌ی (5) تعیین نمود [24]:

$$h = \frac{gQh_p}{h_m\ P_{elec}} \qquad (5)$$

محاسبه‌ی بازده به کمک توان مصرفی الکتروموتور دقیق نبوده و احتمال خطا وجود دارد اما این خطا در مورد هر سه پروانه تقریباً یکسان بوده و می‌تواند منجر به مقایسه قابل‌قبولی در مورد بازده پروانه‌ها گردد.

4- آنالیز عدم قطعیت

محاسبه عدم قطعیت در مطالعات آزمایشگاهی و بررسی‌های تجربی همواره مورد توجه است. با توجه به خطای موجود در اندازه‌گیری‌ها، آنالیز میزان عدم قطعیت در داده‌های استخراجی صورت گرفته و نتایج حاکی از 1/66% و 3/5% خطا به ترتیب در محاسبه‌ی هد و بازده بوده است.

5- بررسی عددی

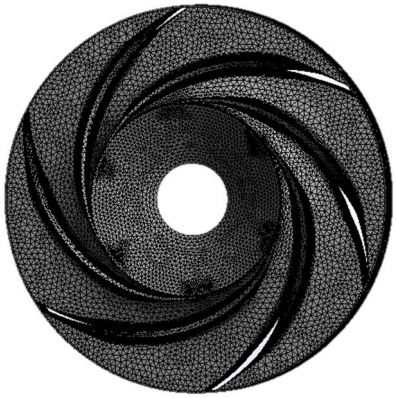
برای شبیه‌سازی عددی، مجموعه‌ی کامل پمپ و حلزونی پس از ترسیم، شبکه‌بندی و تحلیل می‌شود. هندسه‌ی پمپ‌ها توسط نرم‌افزار مش[1] شبکه‌بندی شده است. در تولید شبکه‌ها از سلول‌های شش‌وجهی و هرمی یا گوه‌ای به طور بی سازمان استفاده گردیده تا به بهترین نحو فضای محاسباتی شبکه‌بندی شود. تحلیل عددی مجموعه‌ی پروانه و حلزونی در هفت دبی مختلف صورت پذیرفته و منحنی هد-دبی پمپ رسم شده است. ابتدا پمپ با پروانه‌ی نوع اول و سپس با پروانه‌های نوع دوم و سوم مورد تحلیل قرار گرفته است. برای نمونه فضای شبکه‌بندی در پروانه‌ی نوع اول در شکل 5 قابل مشاهده است.

برای اطمینان از استقلال نتایج از اندازه و تعداد سلول‌های شبکه نیز، شبکه‌بندی با اندازه‌های مختلف انجام شده است. در شکل 6 بررسی استقلال نتایج از شبکه بر مبنای تعداد المان‌های شبکه برای پروانه نوع اول در نقطه‌ی طراحی نشان داده شده است. در شکل 7 نیز فضای محاسباتی برای طرح پمپ با هر سه نوع پروانه مشاهده می‌شود.

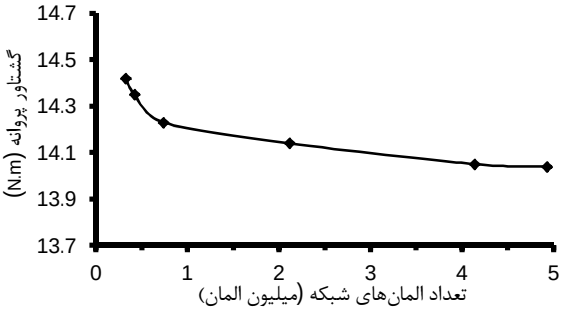
6- معادلات حاکم و مدل‌سازی آشفتگی

برای تحلیل جریان در داخل پمپ گریز از مرکز، معادلات اساسی حرکت سیال می‌بایست حل گردند ولی به دلیل حرکت سیال در پاساژ پره و

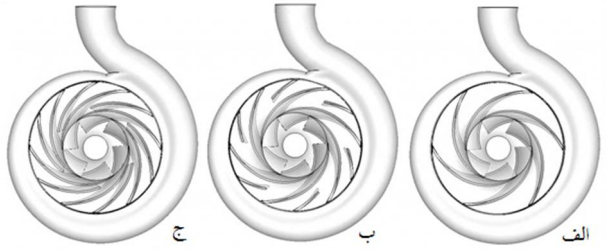
1- Ansys Mesh



شکل 5 فضای شبکه‌بندی‌شده پروانه‌ی نوع اول



شکل 6 نمودار استقلال نتایج از شبکه



شکل 7 طرح پمپ با پروانه‌های الف) نوع اول ب) نوع دوم ج) نوع سوم

حرکت دورانی پروانه جملات شتاب کوریولیس[2] و شتاب گریز از مرکز به صورت ترم چشمه به معادله‌ی حرکت اضافه می‌شوند. در این معادلات به دلیل متلاطم بودن جریان از متوسط‌گیری زمانی برای متغیرها استفاده شده است. معادله‌ی پایستگی جرم برای سیال غیر قابل تراکم به صورت رابطه‌ی (6) ارائه شده است:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \qquad (6)$$

معادله‌ی بقای مومنتم نیز به صورت معادله‌ی (7) به کار برده می‌شود [23]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(r\bar{u}_i\bar{u}_j\right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{t}_{ij} - r\overline{u_i'u_j'}\right) + S_{u_i} \qquad (7)$$

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

$$S_{u_i} = -r\left[2\vec{W}\ \vec{u} + \vec{W}\ (\vec{W}\ \vec{r})\right] \qquad (8)$$

تنش برشی اعمال‌شده نیز به کمک معادله‌ی (9) محاسبه می‌گردد:

2- Coriolis

$$\bar{t}_{ij} = -\mu\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{9}$$

معادلات اساسی موجود با استفاده از روش حجم محدود گسسته‌سازی و سپس حل می‌شوند. برای حل معادلات می‌توان از دستگاه مختصات چرخان یا ثابت استفاده نمود. اگر دستگاه مختصات چرخان مورد استفاده قرار گیرد جریان در پروانه پایا و در حلزونی ناپایا می‌شود اما چنانچه دستگاه مختصات ساکن به کار گرفته شود جریان در پروانه ناپایا و در حلزونی پایا خواهد بود.

بنابراین معادلات یک‌بار با دستگاه مختصات چرخان برای پروانه و بار دیگر در دستگاه مختصات ساکن برای حلزونی حل شده‌اند. برای استخراج نتایج کلی و شبیه‌سازی جریان در کل پمپ، حل دو مرحله‌ای فوق توسط رابط روتور ایستا[1] به یکدیگر کوپل گشته‌اند [35]. برای مدل‌سازی آشفتگی در داخل پمپ نیز از مدل کا-امگا اس‌اس‌تی استفاده شده است. این مدل به همراه تابع دیواره‌ی اتوماتیک[2]، هم در نزدیکی دیواره و هم در نواحی دورتر نتایج مطلوب‌تری ارائه می‌دهد [23]. به عبارت دیگر در این مدل، نواحی نزدیک دیواره توسط مدل کا-امگا[3] و نواحی دورتر از دیواره بر مبنای مدل کا-اپسیلون[4] شبیه‌سازی می‌گردند تا از مزایای هر دو روش استفاده شود [36].

7- گسسته‌سازی معادلات

نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس برای حل معادلات، آن‌ها را با روش حجم محدود گسسته می‌نماید، اما برای تحلیل هندسه و المان‌ها از روش المان محدود استفاده می‌کند؛ لذا المان‌ها برای شبکه‌بندی در نظر گرفته شده و گره‌های شبکه به‌وجود آمده‌اند. سپس با استفاده از این گره‌ها حجم‌های کنترلی تشکیل شده‌اند تا از انعطاف‌پذیری هر دو روش المان محدود و حجم محدود استفاده گردد [24]. به منظور گسسته‌سازی، با استفاده از نقاط انتگرال‌گیری[5] از معادلات حاکم بر روی حجم انتگرال‌گیری شده و با استفاده از قضیه‌ی گاوس به انتگرال سطح تبدیل گردیده‌اند. برای تشکیل حجم‌های کنترلی، وسط هر المان هندسی تعیین و با اتصال صفحه‌ی میانی المان‌ها، حجم کنترل مورد نظر مشخص شده است. نحوه‌ی ایجاد این حجم‌ها در شکل 8 مشاهده می‌شود.

معادلات انتگرالی که برای گسسته‌سازی هر حجم محدود به کار می‌روند به صورت روابط (10) تا (12) می‌باشند:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_v \rho\, dv + \int_s \rho u_j\, dn_j = 0 \tag{10}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_v \rho u_i\, dv + \int_s \rho u_j u_i\, dn_j = -\int_v P\, dn_i + \int_s \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) dn_j + \int_v \bar{S}_{u_i}\, dv \tag{11}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_v \rho \varphi\, dv + \int_s \rho u_j \varphi\, dn_j = -\int_v \Gamma\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j}\right) dn_j + \int_s \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) dn_j + \int_v \bar{S}_\varphi\, dv \tag{12}$$

در کد سی‌اف‌ایکس بردارهای سرعت در مختصات کارتزین محاسبه شده و در نقاط انتگرال‌گیری شارها تعیین می‌گردند. با توجه به اینکه نقاط انتگرال‌گیری برای سلول‌های مجاور مشترک است، شار ورودی یک سلول برابر شار خروجی سلول مجاور بوده و در نتیجه با ارضای معادلات بقا خواهیم داشت [23]:

$$\rho V\left(\frac{r - r^o}{\Delta t}\right) + \sum_{ip}\left(\rho u_j \Delta n_j\right)_{ip} = 0 \tag{13}$$

$$\rho V\left(\frac{u_i - u_i^o}{\Delta t}\right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip}\left(u_i\right)_{ip} = \sum_{ip}\left(P\Delta n_i\right)_{ip} + \sum_{ip}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\Delta n_j\right]_{ip} + \bar{S}_{u_i} V \tag{14}$$

$$\rho V\left(\frac{\varphi - \varphi^o}{\Delta t}\right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip}\varphi_{ip} = \sum_{ip}\left[\Gamma\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j}\right)\Delta n_j\right]_{ip} + \bar{S}_\varphi V \tag{15}$$

در معادلات ذکرشده، مقدار دبی برابر است با:

$$\dot{m}_{ip} = \left(\rho u_j \Delta n_j\right)_{ip}^{o} \tag{16}$$

کد سی‌اف‌ایکس از حلگر کوپل استفاده می‌نماید و در نتیجه متغیرهای فشار و سرعت (مؤلفه‌های سرعت) به طور همزمان از حل دستگاه معادلات تعیین می‌گردند. روش حل، ضمنی بوده و برای مسائل پایا، معادلات تا رسیدن به جواب‌های حالت پایا در هر گام زمانی حل می‌گردند [23].

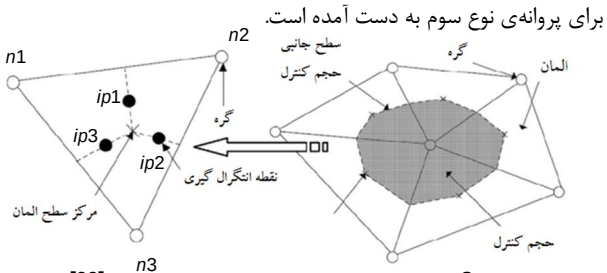
8- شرایط مرزی

همان طور که پیش‌تر اشاره گردید، تحلیل برای پروانه و حلزونی مجزا بوده و بین آن‌ها از رابط روتور ایستا استفاده شده است. در ورودی پمپ شرط مرزی مورد استفاده، فشار کل خط مکش است؛ به عبارتی در ورودی پمپ ارتفاع سطح آزاد مخزن مکش به عنوان شرط مرزی ورودی به کار برده شده است. در صفحه‌ی خروجی حلزونی دبی جرمی مشخص شده و سایر سطوح موجود در هندسه از قبیل سطح پره‌ها، دیواره‌ی حلزونی و توپی به عنوان دیواره‌هایی با شرط عدم لغزش معرفی شده‌اند. دیواره‌های تعریف‌شده در ناحیه‌ی پروانه به همراه سیال موجود در داخل آن با سرعت دورانی برابر با 1450 دور در دقیقه در حال چرخش می‌باشند، درحالی‌که دیواره‌های حلزونی ساکن هستند.

9- نتایج

ابتدا به ارائه نتایج تست آزمایشگاهی پرداخته می‌شود. پروانه‌های نوع اول، دوم و سوم به ترتیب مونتاژ شده و در سلول تست آزمایش گردیده‌اند. داده‌های حاصل از تست تحلیل گردیده و در جدول‌های 2 و 3 میزان هد محاسبه شده برای پروانه‌های نوع اول، دوم و سوم نشان داده شده است.

به منظور بررسی میزان افزایش هد به واسطه‌ی استفاده از پره‌های جداکننده، درصد افزایش هد برای پروانه‌های نوع دوم و سوم نسبت به پروانه نوع اول در جدول 4 آورده شده است که افزایش هد پمپ با افزودن پره‌های جداکننده در اکثر دبی‌ها مشهود بوده و حداکثر افزایش هد برابر با 10/5% برای پروانه‌ی نوع سوم به دست آمده است.



شکل 8 المان‌های محدود و تشکیل حجم کنترل محدود [23]

1- Frozen Rotor
2- Automatic Wall Function
3- k-ω
4- k-ε
5- Integration Point (ip)

داده‌ها نشانگر افزایش هد پمپ با افزودن پره‌های جداکننده می‌باشند؛ علاوه بر آن با افزایش طول پره‌ها، هد تولیدی پمپ نیز افزایش یافته است. این افزایش هد به مفهوم انتقال بهتر انرژی به سیال است. نمودار هد-دبی تجربی برای پمپ با پروانه‌های مختلف در شکل 9 نشان داده شده است. افزایش هد را می‌توان به دلیل هدایت بهتر جریان توسط پره‌های اصلی و جداکننده در خروجی پروانه دانست. با هدایت بهتر جریان، زاویه‌ی خروج سیال از پروانه تطابق بیشتری با پروفیل پره‌ها می‌یابد که منجر به کاهش لغزش و افزایش ضریب لغزش می‌گردد [11]. این تصحیح در جریان، افزایش هد پمپ را به دنبال داشته است. در اطراف نقطه‌ی طراحی دبی نشتی پمپ و اتلافات ناشی از عدم تطابق جریان با پروفیل پره در ورودی کاهش می‌یابد [3] و به همین دلیل نیز افزایش هد در اطراف این نقطه بیشتر است ولی با کاهش دبی و میل به سمت دبی‌های نزدیک به صفر، نمودار هر سه پروانه به یکدیگر همگرا شده‌اند. در دبی‌های پایین مؤلفه‌ی سرعت دبی‌دهنده در خروجی پروانه کاهش می‌یابد که منجر به کاهش تأثیر پره‌های جداکننده در هدایت جریان و تصحیح زاویه‌ی لغزش می‌گردد. به همین دلیل نیز در دبی‌های کم حتی کاهش هد به دلیل سطح تماس بیشتر بین سیال و پروانه (افزایش تلفات هیدرولیکی) امکان‌پذیر است.

نمودار توان مصرفی- دبی پمپ با پروانه‌های مختلف (شکل 10) حاکی از افزایش توان مصرفی با افزودن پره‌های جداکننده است که این افزایش توان

جدول 2 هد پمپ در آزمایش با پروانه‌های مختلف

دبی (m^3/hr)	هد (m)		
	نوع اول	نوع دوم	نوع سوم
68	11,32	11,57	11,89
60	12,16	12,58	13,08
55	12,67	13,36	14,01
50	13,42	14,16	14,61
40	14,44	15,28	15,65
30	15,68	15,94	16,34
15	16,08	16,01	16,38

جدول 3 نتایج توان مصرفی و بازده در آزمایش با پروانه‌های مختلف

دبی (m^3/hr)	توان مصرفی (kW)			بازده		
	نوع اول	نوع دوم	نوع سوم	نوع اول	نوع دوم	نوع سوم
68	3,52	3,62	3,79	0,69	0,69	0,70
60	3,27	3,45	3,63	0,71	0,70	0,70
55	3,19	3,41	3,47	0,70	0,71	0,69
50	3,02	3,22	3,34	0,71	0,70	0,70
40	2,67	2,82	2,88	0,69	0,69	0,69
30	2,31	2,39	2,49	0,65	0,63	0,64
15	1,81	1,82	1,81	0,43	0,43	0,43

جدول 4 میزان افزایش هد برای پروانه‌های با پره‌های جداکننده نسبت به پروانه اصلی

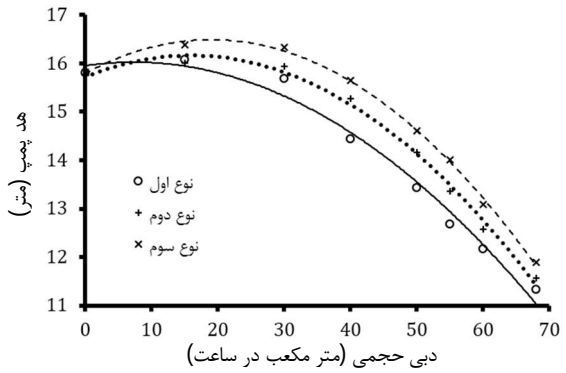
دبی (m^3/hr)	میزان افزایش هد نسبت به پروانه‌ی نوع اول (%)	
	پروانه نوع دوم	پروانه نوع سوم
68	2,21	5,03
60	3,45	7,56
55	5,44	10,58
50	5,51	8,87
40	5,82	7,73
30	1,66	4,21
15	قابل صرف‌نظر	1,86

در اطراف نقطه طراحی بیشتر است. افزایش توان را می‌توان مربوط به دو عامل دانست:

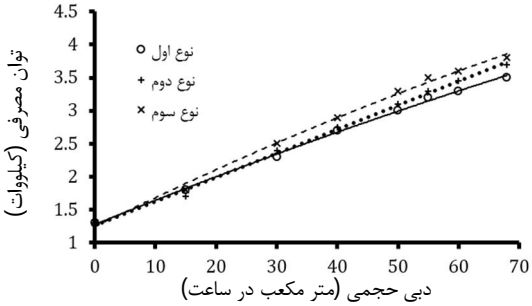
- انتقال بهتر انرژی به سیال: این عامل به شکل افزایش هد نمود پیدا کرده است. در اطراف نقطه‌ی طراحی افزایش هد بیشتر بوده و افزایش توان مصرفی نیز در این نقطه بیشتر است اما در دبی‌های نزدیک به صفر، تأثیر این عامل کمتر است.
- بیشتر شدن سطح تماس بین سیال و پروانه: با افزودن پره‌های جداکننده به پروانه، سطح تماس سیال و پروانه و در نتیجه تلفات بیشتر شده است. با توجه به اینکه تلفات هیدرولیکی با مجذور سرعت متناسب است، این عامل یکی از دلایل افزایش توان مصرفی در دبی‌های زیاد می‌باشد.

در شکل 11 نمودار بازده پمپ ترسیم گردیده است. بازده پمپ با تغییر نوع پروانه تغییرات جزئی را تجربه می‌کند که از نظر مهندسی قابل صرف‌نظر است. کاهش جزئی در بازده پمپ با افزودن پره‌های جداکننده را نیز می‌توان به افزایش تلفات هیدرولیکی پمپ به دلیل سطح تماس بیشتر بین پروانه و سیال مرتبط دانست. همان طور که اشاره شد تلفات اصطکاکی با مجذور سرعت متناسب بوده و با افزایش دبی، کاهش جزئی بازده در دبی‌های بالا قابل مشاهده است.

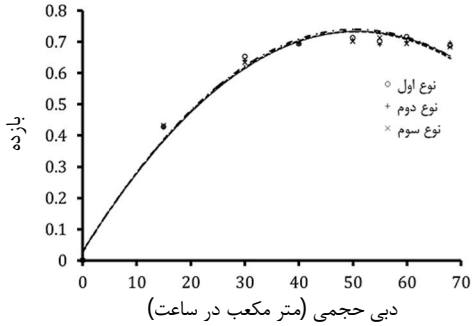
مقدار هد پمپ با تحلیل عددی نیز محاسبه شده و در جدول‌های 5 تا 7 مقایسه‌ی مقادیر هد عددی پمپ با هد تجربی برای پروانه‌های مختلف آورده شده است. مشاهده می‌شود که توافق قابل قبولی بین نتایج عددی و تجربی به خصوص در نزدیکی نقطه‌ی طراحی وجود دارد اما با تغییر دبی نسبت به دبی طراحی میزان خطای روش عددی افزایش یافته است. دلیل این افزایش خطا را می‌توان مربوط به دبی نشتی پمپ دانست زیرا حد فاصل بین حلزونی و پروانه که محل عبور دبی نشتی پمپ است، در بررسی عددی مدل نشده است. شکل 12 نمودار هد-دبی پمپ با روش عددی و تجربی را نشان می‌دهد.



شکل 9 نمودار هد- دبی پمپ با پروانه‌های مختلف



شکل 10 نمودار توان مصرفی- دبی پمپ با پروانه‌های مختلف



شکل 11 نمودار بازده- دبی پمپ با پروانه‌های مختلف

جدول 5 مقایسه‌ی نتایج تحلیل عددی با داده‌های تجربی برای پروانه‌ی نوع اول

دبی حجمی (m^3/hr)	هد پمپ (m)		
	تجربی	عددی	خطا (%)
68	11/32	11/52	1/79
60	12/16	12/15	0/09
55	12/67	12/46	1/70
50	13/42	12/73	5/14
40	14/44	13/19	8/58
30	15/68	14/32	8/79
15	16/08	14/82	7/84

جدول 6 مقایسه‌ی نتایج تحلیل عددی با داده‌های تجربی برای پروانه‌ی نوع دوم

دبی حجمی (m^3/hr)	هد پمپ (m)		
	تجربی	عددی	خطا (%)
68	11/57	12/53	8/31
60	12/58	13/21	5/00
55	13/36	13/88	3/85
50	14/16	14/02	0/97
40	15/28	14/29	6/47
30	15/94	14/44	9/39
15	16/01	15/27	4/62

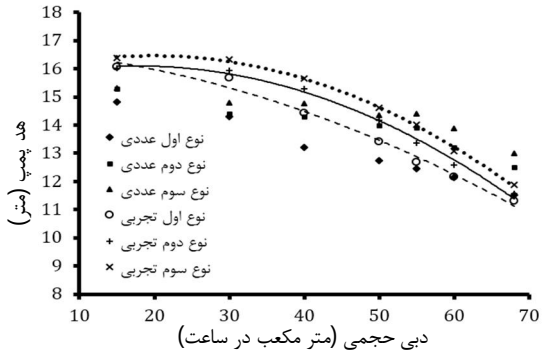
نمودار تغییرات y^+ بر روی پره‌ها در پروانه‌ی بدون پره‌های جداکننده در نقطه‌ی طراحی در شکل 13 نشان داده است. مقدار متوسط y^+ در این حالت بر روی پره‌ها برابر 103 است که در محدوده قابل قبول y^+ در توربوماشین‌ها (در صورت استفاده از تابع دیواره) قرار دارد [37].

نیروی وارد بر پره‌ها و نیروی شعاعی پروانه به کمک نتایج عددی استخراج شده و در جدول 8 نشان داده شده‌اند. همان طور که دیده می‌شود در پروانه‌ی نوع سوم بار وارد بر پره‌ها بیشتر بوده و پره‌های پروانه‌ی نوع اول

جدول 7 مقایسه‌ی نتایج تحلیل عددی با داده‌های تجربی برای پروانه‌ی نوع سوم

دبی حجمی (m^3/hr)	هد پمپ (m)		
	تجربی	عددی	خطا (%)
68	11/89	13/03	9/61
60	13/08	13/88	6/11
55	14/01	14/41	2/82
50	14/61	14/36	1/71
40	15/65	14/76	5/68
30	16/34	14/79	9/41
15	16/38	15/32	6/48

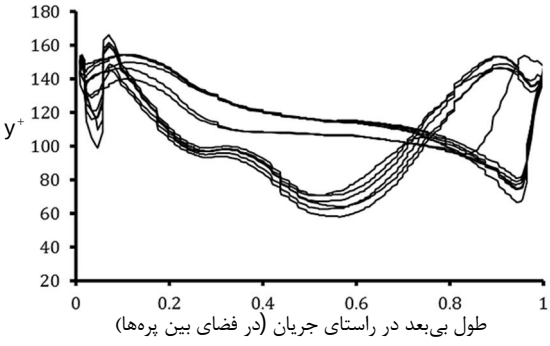
نیروی کمتری را تحمل می‌کنند. نیروی شعاعی وارد بر پروانه که تأثیر مستقیم بر اندازه‌ی شفت پروانه و یاتاقان‌های آن دارد، با افزودن پره‌های جداکننده افزایش یافته است. این افزایش بار بر پروانه را می‌توان ناشی از تداخل جریان خروجی از پروانه با زبانه‌ی حلزونی دانست که با توجه به افزایش فشار جریان در این نقطه به سبب حضور پره‌های جداکننده، تأثیر پررنگ‌تری دارد [11]. کانتور فشار در کل پمپ برای انواع پروانه‌ها در شکل 14 نمایش داده شده که حاکی از افزایش فشار در حین عبور سیال از پمپ است. مشاهده می‌شود که اختلاف فشار ورودی و خروجی در صورت وجود پره‌های جداکننده افزایش یافته است. این افزایش فشار در نهایت به صورت افزایش هد تولیدی پمپ دیده می‌شود.



شکل 12 مقایسه هد عددی و تجربی

جدول 8 نیروی شعاعی اعمالی روی پروانه و نیروی وارد بر پره‌ها

نوع پروانه	نیروی شعاعی پروانه (N)	نیروی وارد بر پره‌ها (N)
نوع اول	1344/13	2778/61
نوع دوم	1424/92	3909/84
نوع سوم	1432/36	4652/89



شکل 13 توزیع y^+ بر روی پره‌ها برای پروانه‌ی نوع اول در نقطه‌ی طراحی

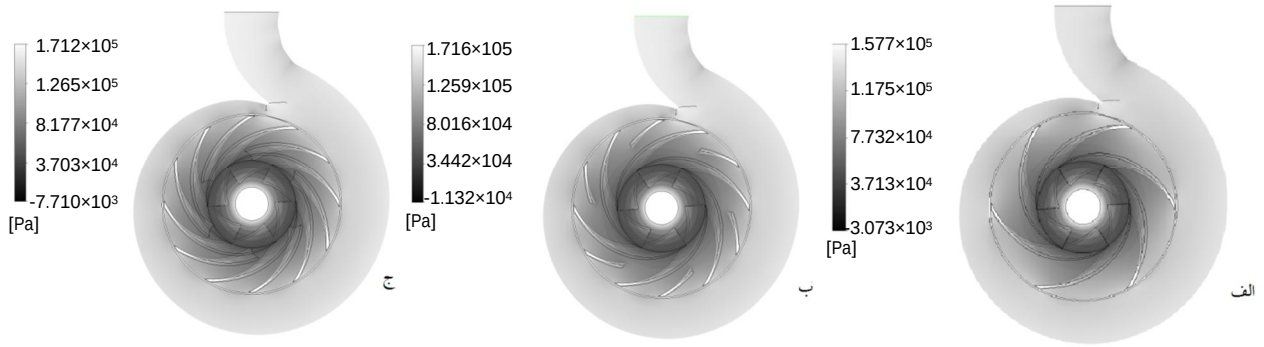
خطوط جریان برای پروانه‌ها نیز در شکل 15 نشان داده شده‌اند. خطوط جریان در پروانه‌ی نوع سوم بهتر از سایر پروانه‌ها از شکل پره‌ها پیروی می‌کند که بیانگر کاهش لغزش در استفاده از پره‌های جداکننده است.

نمودار تغییرات محیطی فشار در خروجی پروانه برای هر سه نوع پروانه در شرایط کاری مختلف (نقطه‌ی طراحی، بار مضاعف و بار جزئی) در شکل‌های 16، 17 و 18 نشان داده شده است.

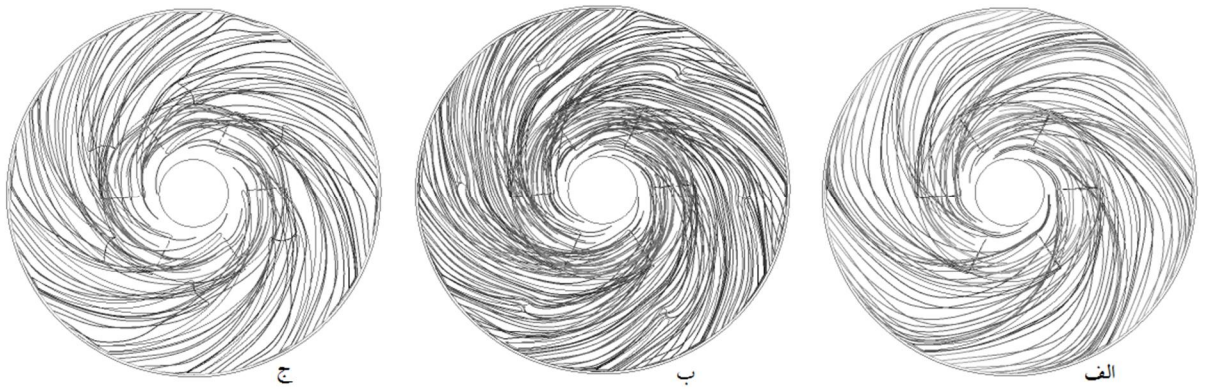
در هر سه نمودار (شکل‌های 16، 17 و 18) با کاهش دبی پمپ، فشار خروجی پروانه افزایش یافته است ولی محل فشار حداقل (در زبانه‌ی حلزونی) و مقدار آن تغییر نکرده است و در نتیجه با کاهش دبی پمپ (و افزایش فشار رانش) نیروی شعاعی وارد بر پروانه افزایش می‌یابد.

با افزودن پره‌های جداکننده، اختلاف فشار بیشینه و کمینه در محل زبانه‌ی حلزونی افزایش یافته و منجر به افزایش نیروی شعاعی وارد بر پروانه می‌گردد (مطابق جدول 8). همچنین در پروانه‌های نوع دوم و سوم به دلیل حضور 12 پره (6 پره اصلی و 6 پره‌ی جداکننده) فرکانس نوسانات فشار نسبت به پروانه‌ی نوع اول افزایش یافته است.

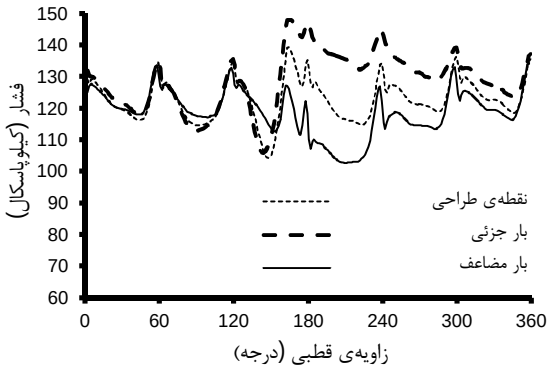
توزیع سرعت در سطح خروجی پروانه در نقطه‌ی طراحی برای سه پروانه‌ی مختلف در شکل 19 نمایش داده شده است. در نزدیکی زبانه‌ی حلزونی، ناحیه‌ای با سرعت بیشتر نسبت به سایر نواحی دیده می‌شود که دلیل این امر، کوچک بودن مقطع حلزونی در این ناحیه و تأثیر زبانه‌ی حلزونی است. مقایسه‌ی سرعت خروجی سه پروانه، نشان‌دهنده‌ی توزیع یکنواخت‌تر سرعت در خروجی پروانه و کاهش مقادیر بیشینه‌ی سرعت با افزودن پره‌های جداکننده است. در پروانه‌ی نوع سوم نسبت به دو پروانه‌ی دیگر کانتور سرعت یکنواخت‌تر گردیده که به دلیل کاهش پدیده‌ی جت-دنباله است.



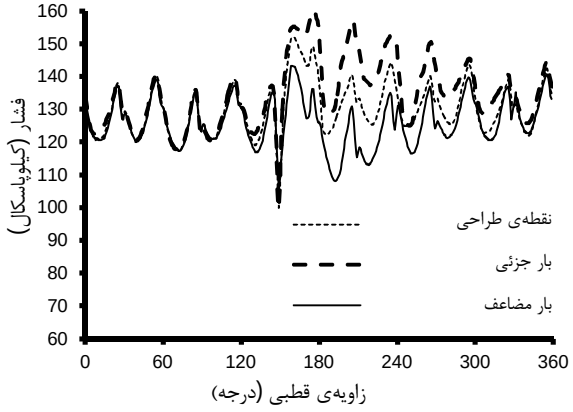
شکل 14 کانتور فشار برای پمپ با پروانه‌های مختلف در نقطه‌ی بهترین بازده الف) نوع اول ب) نوع دوم ج) نوع سوم



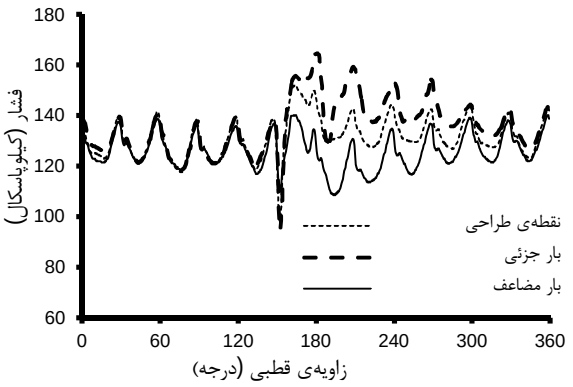
شکل 15 خطوط جریان در پروانه‌های مختلف در نقطه‌ی بهترین بازده الف) نوع اول ب) نوع دوم ج) نوع سوم



شکل 16 توزیع فشار در خروجی پروانه‌ی نوع اول



شکل 17 توزیع فشار در خروجی پروانه‌ی نوع دوم

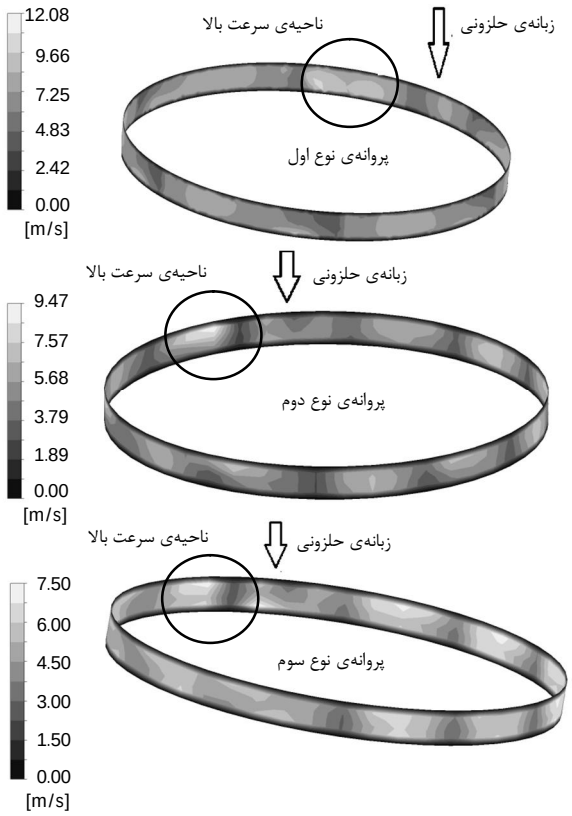


شکل 18 توزیع فشار در خروجی پروانه‌ی نوع سوم

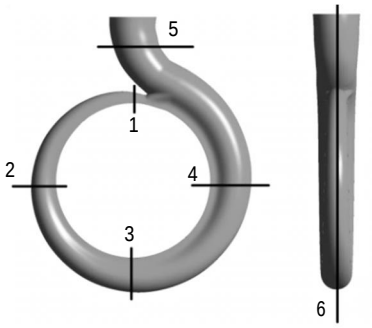
برای بررسی جریان در حلزونی، شش مقطع مختلف از آن (مطابق شکل 20) در نظر گرفته شده است. توزیع فشار در همه‌ی مقاطع و بردارهای سرعت در مقطع 6 در شکل‌های 21 و 22 برای پمپ با پروانه‌ی نوع اول در نقطه‌ی طراحی ارائه شده است.

با توجه به اینکه حلزونی‌ها با استفاده از روش سرعت ثابت طراحی می‌شوند [3]، تغییرات فشار در کل حلزونی چشمگیر نیست (شکل14) اما در هر صورت به دلیل حرکت منحنی‌شکل سیال در داخل حلزونی و به دلیل شتاب جانب مرکز ذرات سیال، در تمامی مقاطع حلزونی تغییرات جزئی فشار به‌وجود می‌آید که همواره به سمت بیرون منحنی در حال افزایش است (شکل21).

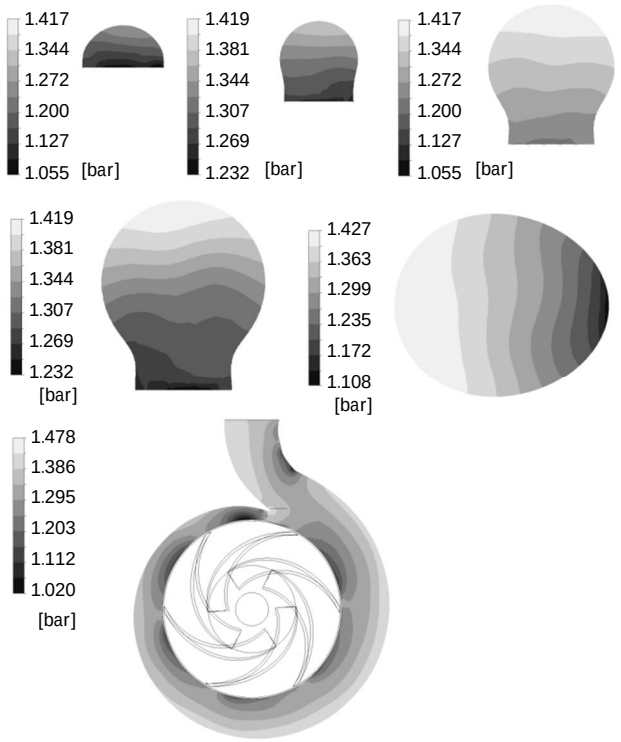
سرعت سیال در محل ورود از پروانه به حلزونی بیشتر بوده و با حرکت در داخل آن به سمت مقدار ثابتی در میانه‌های سطح مقطع جریان همگرا



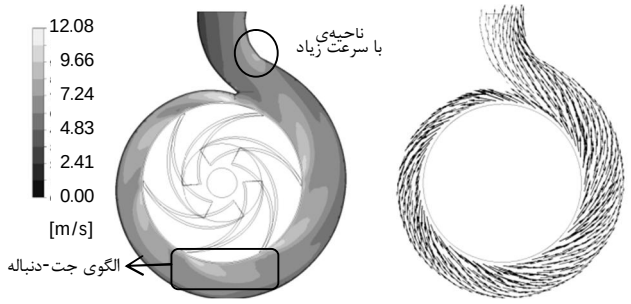
شکل 19 توزیع سرعت در خروجی پروانه



شکل 20 مقاطع حلزونی جهت نمایش توزیع فشار



شکل 21 توزیع فشار در مقاطع مختلف حلزونی با پروانه‌ی نوع اول در نقطه‌ی طراحی



شکل 22 توزیع سرعت و بردارهای سرعت در مقطع شماره‌ی 6 حلزونی برای پروانه‌ی نوع اول در نقطه‌ی طراحی

می‌گردد که در کانتور سرعت جریان در مقطع 6 حلزونی قابل مشاهده است (شکل 22). در مقطع 5 از حلزونی نیز به دلیل تغییر جهت انحنای حلزونی و ایجاد شتاب جانب مرکزِ معکوس نسبت به سایر مقاطع، ناحیه پرسرعتی شکل گرفته است که در شکل 22 نشان داده شده است. پدیده‌ی جت-دنباله نیز در کانتور سرعت (شکل 22) به صورت عدم یکنواختی سرعت در محل ورود جریان به حلزونی معلوم است.

در این بررسی پدیده‌ی کاویتاسیون مدنظر نبوده است، لذا با تأمین $NPSH_r$ در حین تست عملی پمپ، از وقوع کاویتاسیون پیشگیری گردیده است. در روش عددی نیز مقدار فشار کل ورودی در مکش پمپ با توجه به شرایط آزمایشگاهی تعیین گردیده است. در حل عددی نیز کمترین فشار موجود در دامنه‌ی حل، بیشتر از فشار اشباع آب در دمای مربوطه بوده و پدیده‌ی کاویتاسیون مشاهده نمی‌شود. اما دقت در کانتورهای فشار در پمپ (شکل 14) کمترین فشار در داخل پمپ را در پروانه‌ی نوع دوم مشخص می‌نماید. لذا در پروانه‌ی نوع دوم احتمال وقوع کاویتاسیون بیشتر است اما با افزایش طول پره‌های جداکننده مقدار کمترین فشار نیز افزایش یافته و در پروانه‌ی نوع سوم نسبت به پروانه نوع دوم احتمال کاویتاسیون کاهش یافته است. کانتور فشار بر روی پره‌های هر سه پروانه در شکل 23 نشان داده شده است. دقت در شکل 23 کمترین فشار در داخل پمپ را بر روی لبه جلویی پره‌های اصلی مشخص می‌کند که منطبق بر نتایج عملی (وقوع کاویتاسیون در نقطه‌ای بعد از مکش پمپ) است. بردارهای سرعت جریان در فضای بین پره‌ها برای پروانه‌های مختلف در شکل 24 مشاهده می‌شوند. دقت در این بردارها نشانگر کوچک‌تر شدن ناحیه‌ی سرعت‌پایین در بین پره‌ها در حضور پره‌های جداکننده و کاهش احتمال جدایش جریان در این ناحیه است. از طرف دیگر با حضور پره‌های جداکننده و افزایش طول آن‌ها، جریان در خروجی یکنواخت‌تر شده است. در پروانه‌ی اصلی (نوع اول) پدیده جت- دنباله موجب خروج جریان از یک سمت فضای بین پره‌ها گردیده اما با افزودن پره‌های جداکننده جریان در فضای بین دو پره تقسیم و پدیده‌ی جت-دنباله تضعیف شده است.

پمپ‌ها همواره در نقطه‌ی طراحی مورد استفاده قرار نمی‌گیرند، بنابراین در شکل 25 خطوط جریان در پاساژ پره‌ها و لبه‌ی پره‌های جداکننده برای پروانه‌های مختلف در حالت بار جزئی (دبی‌های 30 و 40 مترمکعب در ساعت) و بار اضافی (دبی 68 مترمکعب در ساعت) نشان داده شده است.

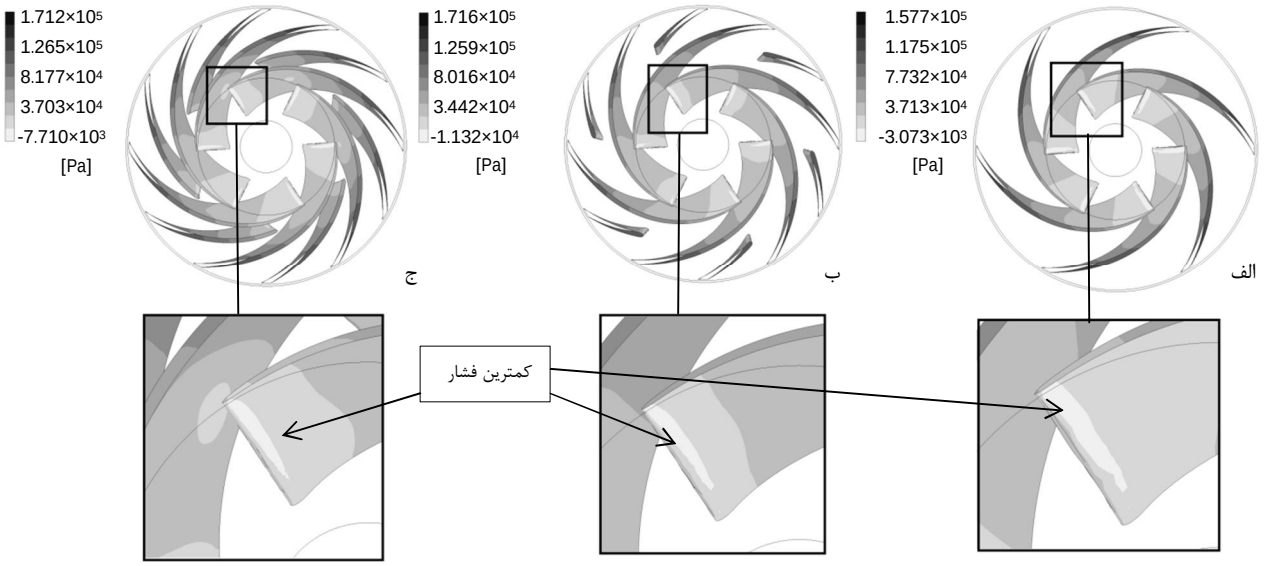
با دقت در شکل 25 می‌توان به تأثیر کاهش دبی بر جریان بین پره‌ها پی برد. با کاهش دبی سیال، مؤلفه‌ی دبی‌دهنده‌ی سرعت در پاساژ پره‌ها کاهش یافته و به دلیل حضور گرادیان فشار معکوس در پاساژ پره، جدایش جریان و جریان‌های برگشتی به‌وجود می‌آیند. در صورتی که در دبی‌های بیشتر (دبی 68 مترمکعب در ساعت) به دلیل بزرگ بودن مؤلفه‌ی دبی‌دهنده‌ی سرعت، گردابه‌هایی در مسیر جریان مشاهده نمی‌گردد [20].

در دبی‌های پایین، با توجه به کاهش دبی و عدم وجود جریان جرمی کافی از حلزونی به سمت بیرون، جریان می‌بایست در داخل حلزونی و پروانه باقی بماند، در نتیجه در محل زبانه‌ی حلزونی گردابه‌هایی در پاساژ پره‌ها تشکیل شده که ناشی از تغییر ناگهانی مقطع جریان در حلزونی و نیز تغییر ناگهانی فشار تخلیه‌ی پروانه در محل زبانه‌ی حلزونی (شکل‌های 16، 17 و 18) است.

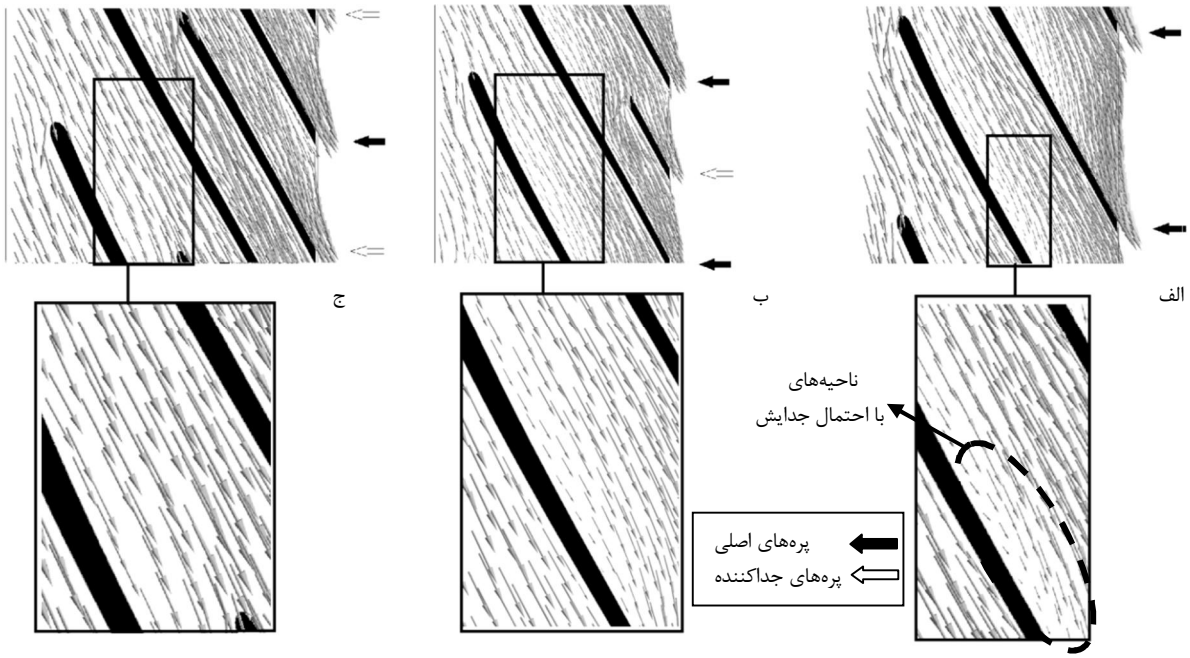
پره‌های جداکننده، جریان در پاساژ را به دو قسمت نامساوی تقسیم می‌نمایند و در نتیجه در دبی 40 مترمکعب در ساعت، در سمتی که دبی کمتری عبور می‌کند (بالای پره‌ی جداکننده و پایین پره‌ی اصلی در شکل 25) گردابه پدیدار شده است اما در طرف دیگر پره‌ی جداکننده که سرعت جریان به مقدار کافی بزرگ است، گردابه‌ای تشکیل نشده است. در همه‌ی حالات، با افزودن پره‌های جداکننده مشاهده می‌شود که گردابه‌ها در فضای بین پره‌ها کوچک‌تر شده و خطوط جریان تطابق بیشتری با پروفیل پره‌ها یافته که منجر به کاهش زاویه‌ی لغزش می‌گردد.

در شکل 26 بردارهای سرعت جریان در فضای بین پره‌ها در لبه‌ی پره‌ی جداکننده برای پروانه‌های نوع دوم و سوم در حالت بار مضاعف نشان داده شده است. بردارهای سرعت در لبه‌ی پره‌ی جداکننده نشان‌دهنده تقسیم نامساوی دبی در فضای پره به پره است. با افزایش طول پره‌های جداکننده (پروانه‌ی نوع سوم) تقسیم جریان بهتر صورت گرفته که این امر به دلیل تداخل پره‌های با طول بیشتر با الگوی جریان و پدیده‌ی جت-دنباله در فضای پره به پره است.

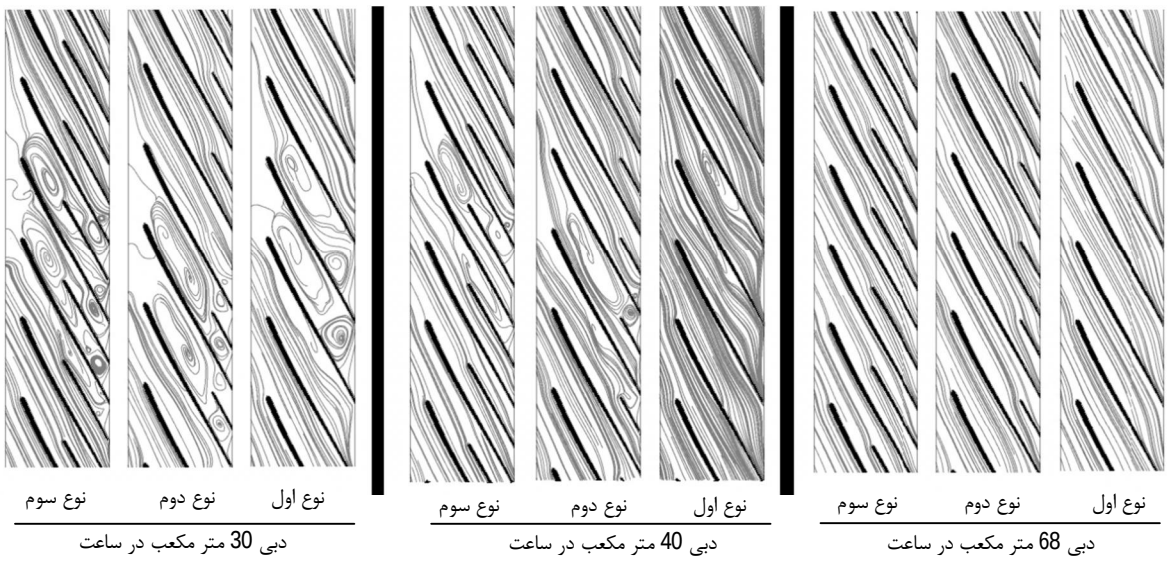
پره‌های جداکننده به منظور هدایت بهتر جریان در فضای بین پره‌ها مورد استفاده قرار گرفته‌اند و باعث کاهش ضریب لغزش می‌گردند. به منظور بررسی تأثیر پره‌های جداکننده در زاویه‌ی لغزش و میزان بهبود تطبیق جریان با پروفیل پره‌ها تغییرات زاویه‌ی لغزش برای دبی‌های مختلف در شکل 27 نشان داده شده است. همان طور که از شکل برمی‌آید، افزودن پره‌های جداکننده باعث کاهش زاویه‌ی لغزش شده است. میزان تأثیر پره‌های جداکننده بر کاهش زاویه‌ی لغزش در دبی‌های پایین کمتر بوده و زاویه‌ی لغزش برای هر سه پروانه با کاهش دبی به مقدار مشخصی میل می‌کند. این در حالی است که با افزایش دبی به دلیل بزرگ‌تر شدن مؤلفه‌ی دبی‌دهنده‌ی



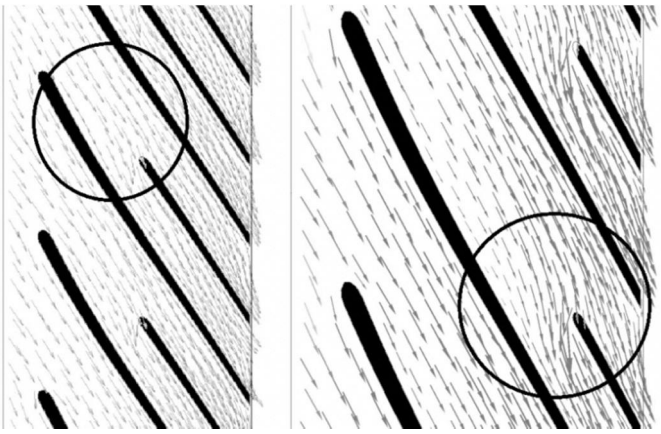
شکل 23 توزیع فشار بر روی پره‌ها و کمترین فشار در لبه جلویی پره برای پروانه‌های الف) نوع اول ب) نوع دوم ج) نوع سوم



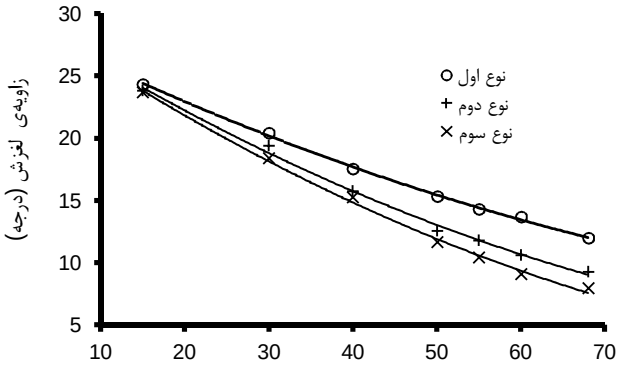
شکل 24 بردارهای سرعت در فضای بین پره‌ها برای پروانه‌های الف) نوع اول ب) نوع دوم ج) نوع سوم



شکل 25 خطوط جریان در پاساژ پره‌ها برای نقاط خارج از طراحی برای سه پروانه‌ی مختلف



شکل 26 بردارهای سرعت در لبه‌ی پره‌های جداکننده برای دبی 68 مترمکعب در ساعت و تقسیم نامساوی جریان توسط پره‌ی جداکننده



شکل 27 تغییرات زاویه‌ی لغزش با دبی برای هر سه پروانه

سرعت، تأثیر پره‌های جداکننده در کاهش هرچه بیشتر زاویه‌ی لغزش مشهود است.

مقدار زاویه‌ی لغزش برای پروانه‌ی اصلی را می‌توان در نقطه‌ی طراحی توسط روابط تجربی موجود در مراجع محاسبه نمود [3]، اما برای پروانه با پره‌های جداکننده روابطی ارائه نشده است. ضریب لغزش با استفاده از روابط استودولا و پفلایدر [3] برای پروانه‌ی نوع اول در نقطه‌ی طراحی به ترتیب برابر 0/7 و 0/74 تعیین می‌گردند. بر اساس مقادیر ضریب لغزش تعیین‌شده توسط روابط فوق، زاویه‌ی لغزش به ترتیب برابر 16/4 و 14/02 درجه تعیین می‌گردند که با مقادیر عددی محاسبه‌شده مطابقت دارد. ضرایب لغزش برای پروانه‌های نوع اول، دوم و سوم با استفاده از روش عددی در نقطه‌ی طراحی به ترتیب برابر 73%، 80% و 83% به دست می‌آیند.

10- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، بررسی تجربی و عددی تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ گریز از مرکز با سه نوع پروانه‌ی مختلف صورت گرفته است. نتایج حاکی از تطابق قابل‌قبول نتایج عددی و تجربی به خصوص در اطراف نقطه‌ی کاری پمپ بوده و روش‌های عددی ابزاری مناسب برای پیش‌بینی عملکرد پمپ می‌باشند. نتایج نشانگر حداکثر افزایش 10/5 درصدی هد در استفاده از پروانه‌ی نوع سوم بوده و با پروانه‌ی نوع دوم نیز حداکثر 5/5 درصد افزایش هد مشاهده گردیده است. در عین حال مصرف انرژی پمپ به ازای دبی برابر برای پروانه‌ها افزایش یافته است. انرژی مصرفی افزوده برای افزایش هد و غلبه بر تلفات هیدرولیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. با وجود افزایش سطح تماس سیال با پروانه در طرح‌های نوع دوم و سوم، افزایش تلفات هیدرولیکی قابل صرف‌نظر بوده و بازده کلی پمپ تقریباً ثابت است؛ لذا بدون تغییر در بازده پمپ، با استفاده از پره‌های جداکننده بر میزان هد تولیدی پمپ افزوده شده است. در استفاده از یک پمپ گریز از مرکز چنانچه به مقدار هد بیشتری نیاز باشد، می‌بایست مقدار دبی کاهش پیدا کند. این کاهش در مقدار دبی منجر به خروج از نقطه‌ی طراحی و افت بازده می‌گردد درحالی‌که در حضور پره‌های جداکننده بدون تغییر در بازده، مقدار هد افزایش می‌یابد. در یک کاربرد مشخص، مقایسه‌ی مصرف انرژی پروانه‌های نوع اول و سوم نشان می‌دهد که با استفاده از پره‌های جداکننده با وجود افزایش توان مصرفی، به دلیل افزایش دبی، زمان کارکرد پمپ و در نتیجه میزان مصرف انرژی می‌تواند تا حداکثر 5/5 درصد کاهش یابد. افزودن پره‌های جداکننده به پروانه‌های پمپ گریز از مرکز به سادگی امکان‌پذیر بوده و همانند روش تراش پروانه می‌تواند برای دسترسی به کارکرد پمپ در نقطه‌ی بهترین راندمان مورد استفاده قرار گیرد.

11- فهرست علائم

b_2	عرض پروانه در خروجی (mm)
C_{2u}	مؤلفه مماسی سرعت مطلق سیال در حالت واقعی (m/s)
$C_{2u}^{¢}$	مؤلفه مماسی سرعت مطلق سیال در حالت ایده‌آل (m/s)
D_2	قطر خارجی پروانه (mm)
G	شتاب جاذبه (m/s^2)
H, 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	بازده
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

12- تشکر و سپاسگزاری

نویسندگان کمال تشکر و سپاسگزاری خود را از مدیریت و مهندسان شرکت نوید سهند ابراز می‌دارند؛ چرا که بدون راهنمایی‌ها، کمک‌ها و حمایت‌های بی‌دریغ ایشان انجام پژوهش حاضر میسر نبود.

13- مراجع

[1] J. F. Gülich, Centrifugal pumps, *Springer,* 2008.
[2] I. J. Karassik, T. McGuire, Centrifugal pumps, *Technical Standards Services,* 1998.
[3] S. Nourbakhsh, Turbomachinery, *University of Tehran Press,* 2005.
[4] A. J. Stepanoff, Centrifugal and axial flow pumps, 1948.
[5] H. Passrucker, R. Van den Braembussche, Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour, *ASME TURBO EXPO 2000,* Munich, Germany, 2000.
[6] C. Cravero, A design methodology for radial turbomachinery: Application to Turbines and Compressors, in *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers,* pp. 323-330, 2002.
[7] D. Sloteman, A. Saad, P. Cooper, Designing custom pump hydraulics using traditional methods, *in Proceedings of ASME FEDSM2001, FEDSM2001-18067,* New Orleans, LA, May, Vol. 29, 2001.
[8] A. Goto, M. Nohmi, T. Sakurai, Y. Sogawa, Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method, *Journal of fluids Engineering,* Vol. 124, No. 2, pp. 329-335, 2002.
[9] D. Japikse, W. D. Marscher, R. B. Furst, Centrifugal pump design and performance, Wilder, VT: Concepts ETI, Inc., 1997.
[10] H.-W. D. Chiang, S. Fleeter, Flutter control of incompressible flow turbomachine blade rows by splitter blades, *Journal de Physique III,* Vol. 4, No. 4, pp. 783-804, 1994.
[11] 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.
[12] M. Gölcü, Y. Pancar, Y. Sekmen, Energy saving in a deep well pump with splitter blade, *Energy Conversion and Management,* Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.
[13] F. Schweigher, J. Gregori, Design effects on performance characteristics of centrifugal pumps, *ASME Paper,* No. 87-FE, 1989.
[14] H. Miyamoto, Y. Nakashima, H. Ohba, Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impellers, *JSME International Journal,* Vol. 35, pp. 238-246, 1992.
[15] M. Nishi, S. Liu, K. Yoshida, H. Tsukamoto, S. Kouya, 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.
[16] S. Liu, M. Nishi, K. Yoshida, H. Tsukamoto, 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.
[17] B. Cui, D. Chen, C. Wang, Z. Zhu, Y. Jin, Y. Jin, Research on performance of centrifugal pump with different-type open impeller, *Journal of Thermal Science,* Vol. 22, No. 6, pp. 586-591, 2013.
[18] T. Shigemitsu, J. Fukutomi, T. Wada, H. Shinohara, Performance analysis of mini centrifugal pump with splitter blades, *Journal of Thermal Science,* Vol. 22, No. 6, pp. 573-579, 2013.
[19] T. Shigemitsu, J. Fukutomi, K. Kaji, T. Wada, 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.
[20] W.-G. Li, 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.
[21] W. G. Li, 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.
[22] W. Li, 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.
[23] M. Shojaeefard, M. Tahani, M. Ehghaghi, M. Fallahian, M. Beglari, 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.
[24] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, A. Khalkhali, M. B. Ehghaghi, H. Fallah, M. Beglari, 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
[25] M. Asuaje, F. Bakir, S. Kouidri, R. Rey, 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.
[26] J. S. Anagnostopoulos, A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers, *Computers & Fluids,* Vol. 38, No. 2, pp. 284-289, 2009.
[27] R. Spence, J. Amaral-Teixeira, 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.
[28] Y.-D. Choi, J. Kurokawa, J. Matsui, 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.
[29] C. Fradin, 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.
[30] Y. Hou, R. Li, J. Zhang, Research on the Length Ratio of Splitter Blades for Ultra-high Head Francis Runners, *Procedia Engineering,* Vol. 31, pp. 92-96, 2012.
[31] X. Tang, F. Wang, Y. Wu, An improved large eddy simulation of two-phase flows in a pump impeller, *Acta Mechanica Sinica,* Vol. 23, No. 6, pp. 635-643, 2007.
[32] B.-l. Cui, Y.-g. Lin, Y.-z. Jin, Numerical simulation of flow in centrifugal pump with complex impeller, *Journal of Thermal Science,* Vol. 20, No. 1, pp. 47-52, 2011.
[33] W. Yang, R. Xiao, F. Wang, Y. Wu, Influence of splitter blades on the cavitation performance of a double suction centrifugal pump, *Advances in Mechanical Engineering,* Vol. 2014, pp. 1–12, 2014.
[34] F. M. White, Fluid Mechanics, *McGraw-Hill,* 2003.
[35] R. Elder, A. Tourlidakis, M. Yates, Advances of CFD in fluid machinery design, *John Wiley & Sons,* 2003.
[36] F. R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal,* Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.
[37] F. Bothe, C. Friebe, M. Heinrich, and R. Schwarze. "CFD Simulation of Incompressible Turbomachinery—A Comparison of Results From ANSYS Fluent and OpenFOAM. In *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition,* pp.V02BT39A025-V02BT39A025. American Society of Mechanical Engineers, 2014.