

بررسی تأثیرات ایجاد لاین در پروانه یک پمپ گریز از مرکز بر عملکرد آیرودینامیکی آن

ابوالحسن عسگرشمسی* (استادیار)

مرضیه رضازاده (استادیار)

آرش ایروانی (کارشناس ارشد)

دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه گلباگان

مهندسی مکانیک شریف، (بهار ۱۳۹۹)
دوری ۳-۳۶، شماره ۱، ص. ۶۵-۵۷

پمپ‌های گریز از مرکز در اکثر صنایع به‌عنوان یکی از اجزای مهم برای انتقال مایعات کاربرد دارند. در این پژوهش جریان سیال تراکم‌ناپذیر در شرایط پایا و مغشوش با استفاده از مدل آشفتگی $k-\omega$ SST در نرم‌افزار ANSYS ۱۶٫۰ و با استفاده از شرط عدم لغزش روی دیواره‌ها، به‌صورت عددی مدل‌سازی می‌شود. یکی از عوامل مؤثر در افزایش بازدهی پروانه‌ی پمپ گریز از مرکز، تغییر توزیع شعاعی مراکز سطح پروفیل‌های دوبعدی است. در این نوشتار، این تغییرات در راستای مساسی انجام شده و تغییر زاویه‌ی لاین در دو حالت ریشه^۱ ثابت و نوک^۲ ثابت بررسی می‌شود. با شبیه‌سازی میدان جریان برای زوایای لاین مختلف مشاهده می‌شود که ایجاد زاویه‌ی لاین منفی باعث افزایش بازدهی به میزان ۵۱٪ درصد برای حالت ریشه ثابت و ۳۴٪ درصد برای حالت نوک ثابت می‌شود.

a_shamsi@gut.ac.ir
rezazadeh@gut.ac.ir
iravani.arash44@gmail.com

واژگان کلیدی: بازده، پمپ گریز از مرکز، پروانه، حل عددی، زاویه‌ی لاین.

۱. مقدمه

بررسی عملکرد اجزای متحرک و ثابت پمپ، مطالعه‌ی رفتار جریان سیال در شرایط طراحی و خارج از طراحی و بهینه‌سازی آن‌ها انجام شده است. پمپ‌های سانتریفوژ در اکثر صنایع و مصارف ساختمانی، در صنایع شیمیایی و نفت، کاربرد گسترده‌ی دارند.

۲. پیشینه‌ی پژوهش

در سال ۲۰۰۵، تحقیقی تحت عنوان «صرفه‌جویی انرژی در پمپ با افزودن تیغه‌های جداکننده» انجام شد که در آن، چرخ‌هایی با تعداد پره‌های ۵، ۶ و ۷ در دو حالت معمولی و حالت دارای تیغه‌های جداکننده که شامل ۳۵، ۶۰ و ۸۰ درصد طول پره اصلی بودند مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج حاصله نشان داد که تیغه‌های جداکننده در چرخ‌هایی با تعداد ۶ و ۷ پره‌ی اصلی تأثیرات منفی دارد ولی در حالتی که چرخ دارای ۵ پره‌ی اصلی باشد، افزودن پره‌های جداکننده باعث افزایش کارایی پمپ خواهد شد.^[۱]

در سال ۲۰۰۷ و در بررسی جریان ناپایا و نوسانات فشار موجود در یک پمپ گریز از مرکز با پره‌های ثابت، نتایج حاصل از محاسبات انجام شده در نقاط مختلف عملکردی پمپ، فاصله‌های شعاعی مختلف و تعداد پره‌های مختلف بین پروانه و حلزونی حاکی از تشکیل یک ساختار جت و موج^۳ در خروجی پروانه بود. نوسانات بزرگ‌تر فشار در لبه‌ی فرار پروانه، در سمت فشاری نزدیک خروجی و همچنین در لبه‌ی حمله‌ی پره‌های ثابت پخش‌کننده مشاهده شد. نتیجه‌ی نهایی حاکی از آن

سازوکار پمپ گریز از مرکز مبتنی بر نیروی گریز از مرکز است، بدین صورت که سیال به بخش ورودی یا مرکز پمپ وارد شده، همراه پره‌های پمپ به حرکت در آمده و با دریافت انرژی جنبشی به بیرون از پره‌ها هدایت می‌شود. در نهایت انرژی جنبشی مایع به دلیل طراحی خاص مجرای خروجی پمپ به هد فشاری تبدیل می‌شود. پمپ‌های گریز از مرکز در مقایسه با پمپ‌های جابه‌جایی مثبت ماشین‌هایی با سرعت بالا هستند که معمولاً به‌منظور کاهش تلفات انتقالی مستقیماً به راه‌انداز متصل می‌شوند. اندازه‌ی این ماشین‌ها به دلیل سرعت بالا تقریباً کوچک است که می‌تواند باعث کاهش فضای لازم، وزن و هزینه‌های اولیه شود. از آن‌جا که این پمپ‌ها فضای داخلی آزاد نسبتاً بزرگی بین قسمت‌های متحرک دارند، می‌توانند مایعات حاوی ذرات کوچک مثل شن یا غبار را با سایش بسیار کمی جابه‌جا کنند. از طرفی پمپ‌های گریز از مرکز به علت سرعت بالا قابلیت جابه‌جایی حجم بالای سیال در ارتفاعات کم را دارند. هیچ‌گونه دریچه یا شیر داخلی در این ماشین‌ها وجود ندارد که باعث ایجاد اشکال در عملکرد آنها شود، بلکه در این ماشین‌ها می‌توان فشار مکش یا فشار خروجی را بر اساس ظرفیت تنظیم کرد. این مجموعه طوری طراحی شده که با بسته بودن شیر خروجی نیز عمل کند.^[۱] تاکنون مطالعات زیادی برای بررسی و پیش‌بینی رفتار جریان سیال درون پمپ‌های گریز از مرکز انجام شده است. این مطالعات برای به دست آوردن متحنی‌های مشخصه، افزایش بازده،

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۷/۱۲/۲۲، اصلاحیه ۱۳۹۸/۰۶/۱۶، پذیرش ۱۳۹۸/۰۷/۲۱.

DOI:10.24200/J40.2019.52549.1500

بود که در تمام دبی‌های جریانی، تعداد پره‌ها و فاصله‌ی شعاعی آنها تأثیر مهمی بر نوسانات فشار و اثرهای ناپایای درون پمپ دارد.^[۳]

در سال ۲۰۱۱ نیز در مطالعه و بررسی تأثیر تغییرات در هندسه‌ی پره بر پمپ گریز از مرکز، دو پهنای عرضی پره ۱۷ و ۲۱ میلی‌متر و همچنین زاویه‌ی خروجی پره در حالت‌های ۲۷/۵، ۳۰ و ۳۲/۵ بررسی شد. نتایج تحقیق نشان می‌دهد در زاویه‌ی خروجی ۳۰ درجه و پهنای پره ۲۱ میلی‌متر بیشترین هد و بازده وجود دارد.^[۴]

در سال ۲۰۱۴ اثر پره جداکننده و عملکرد آن روی پمپ‌های گریز از مرکز بررسی شد. همچنین با هدف بررسی جریان در پروانه و حازونی، پمپ به‌صورت عددی با نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس^۴ شبیه‌سازی شد. نتایج عددی و تجربی مطالعه‌ی سه پروانه با طول پره‌های جداکننده‌ی صفر، ۳۳ و ۶۶ درصد حاکی از آن بود که افزایش هد تولیدی پمپ به طول پره‌های جداکننده وابسته است. با توجه به نتایج حاصله، بیشترین افزایش هد در نقطه‌ی بهترین بازده برای پروانه با طول پره‌های جداکننده ۶۶ درصد طول پره‌های اصلی، معادل ۱۰/۵ درصد به دست آمد.^[۵]

در سال ۲۰۱۵ بررسی عددی جلورفتگی و پس‌رفتگی^۵ پره‌های دیفیوزر و تأثیرات آن بر ناپایداری نوسانات فشار و نیروهای شعاعی به پمپ گریز از مرکز نشان داد که وقتی پره‌های دیفیوزر به زبانه نزدیک می‌شود نوسانات فشار در زبانه^۶ پایین می‌آید. زمانی که پره‌های دیفیوزر به زبانه نزدیک می‌شود، کاهش نسبت نیروی شعاعی روی پره و بازدهی اتفاق می‌افتد. بهترین بازدهی، همانا بهترین تخمین برای قرارگیری زبانه نزدیک به بین دو پره دیفیوزر است.^[۶]

در سال ۲۰۱۶، در بررسی تأثیر پره‌های جداکننده‌ی دوپل بر عملکرد این نوع پمپ‌ها از روش عددی حجم محدود به همراه مدل آشفتگی k-w SST برای تحلیل عددی استفاده شد. نتایج عددی و تجربی حاکی از افزایش هد و تغییر ارتفاع مثبت مکشی خالص^۷ مورد نیاز به دلیل اضافه کردن پره‌های جداکننده‌ی دوپل بود.^[۷]

در سال ۲۰۱۷ نیز تأثیر تغییر فاصله‌ی بین پروانه و پوسته‌ی پمپ بر هد خروجی پمپ گریز از مرکز در چهار مقدار صفر، ۵، ۱۰ و ۱۲ میلی‌متر بررسی شد. نتایج این بررسی نشان داد که با تغییر عرض این فضا، هد پمپ تغییر کرده و بیشترین فشار خروجی در عرض ۵ میلی‌متر و کم‌ترین فشار در عرض صفر به دست می‌آید.^[۸] در سال ۲۰۱۷ محققین به بررسی عددی تأثیر تغییر ارتفاع پره‌های دیفیوزر بر عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز پرداختند. در این پژوهش میزان هد با روش تجربی و عددی روی پره‌های دیفیوزر بررسی شد. اختلاف نتایج تجربی و عددی ۵ درصد بوده و نسبت ارتفاع به عرض پره‌های دیفیوزر در محدوده‌ی ۰، ۳، ۴، ۵، ۶، ۸، ۱۰ و ۱۲ آزمایش شد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که کاهش ارتفاع پره‌های دیفیوزر می‌تواند گردابه‌های ایجاد شده در ناحیه‌ی زبانه را از بین ببرد. همچنین این تأثیر بر پروانه‌ی پمپ نیز اثر متقابل دارد. به طور کلی کاهش ارتفاع پره‌ی دیفیوزر در نقطه‌ی طراحی پمپ، باعث بهبود عملکرد خروجی پروانه می‌شود.^[۹]

در سال ۲۰۱۹، در مطالعه‌ی تأثیرات زوایای ورودی مختلف بر شروع حفره‌بندی در پمپ گریز از مرکز، تعداد هشت زاویه‌ی ورودی مختلف بر روی هد و شتاب بررسی شد. نتایج عددی نشان می‌دهد که افزایش زاویه در هد از ۲۰ تا ۵۰ درجه، تأثیرات منفی بر حفره‌بندی دارد؛ همچنین با افزایش زاویه‌ی شتاب از ۲۰ تا ۳۰ درجه تأثیر مثبت و از زاویه‌ی ۳۰ درجه تا ۵۰ درجه تأثیرات بر حفره‌بندی منفی خواهد بود.^[۱۰]

در سال ۲۰۱۹ نیز تأثیر پروفیل لبه‌ی فرار تیغه‌های پمپ گریز از مرکز بر نوسانات

فشاری و ساختار جریان در آن بررسی شد. در این پژوهش، لبه‌ی فرار به شکل بیضوی با زاویه‌ی ۲۰ درجه با لبه‌ی فرار اولیه به‌صورت تجربی و عددی مقایسه شد. نتایج حاصل از این پژوهش نشان داد که در پروفیل با لبه‌ی فرار بیضوی، یکنواختی جریان بهبود یافته و شدت آشفتگی و نوسانات فشار کاهش چشمگیری داشته است.^[۱۱]

در سال ۲۰۱۹ تأثیرات زاویه‌های خروجی مختلف پره شامل زوایای ۲۳، ۲۵، ۲۷، ۲۹ و ۳۱ درجه در پمپ گریز از مرکز با سرعت مخصوص بالا بررسی شد. بر اساس نتایج تحقیق تجربی و عددی، با افزایش زاویه‌ی خروجی هد و کارایی کاهش می‌یابد.^[۱۲]

پژوهش‌گران پروانه‌ی یک پمپ گریز از مرکز را با افزودن پره‌های نیمه، و بهینه‌سازی شکل هندسه‌ی آنها بهینه کردند.^[۱۳] عملکرد پمپ به صورت عددی و تجربی بررسی شد و منحنی مشخصه‌ی آنها به دست آمد. در این پژوهش، با اضافه کردن پره‌های میانی با طول‌های متفاوت، حالت مربوط به بیشترین هد و راندمان کل برای بهینه‌سازی انتخاب شد. نتایج حاصله نشان داد که اضافه کردن پره‌ی جداکننده می‌تواند هد کل را تا ۱۰/۶ درصد و با بهینه‌سازی هندسی ۴/۴ درصد افزایش دهد.

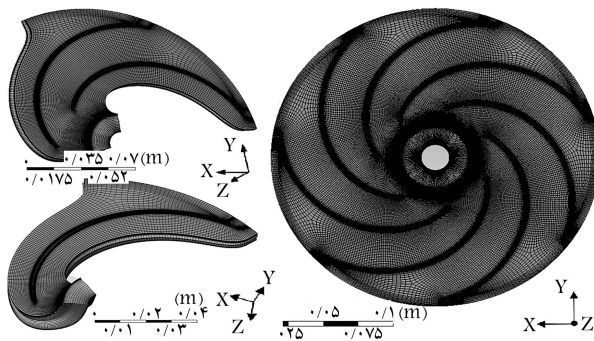
در پژوهش حاضر اثر تغییر زاویه‌ی لبه‌ی تیغه‌های پروانه‌ی یک پمپ گریز از مرکز، به‌عنوان یک عامل تغییردهنده‌ی شکل هندسی سه‌بعدی، بر میزان هد و بازدهی پمپ به‌صورت عددی بررسی می‌شود. جریان به‌صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده و سیال عامل آب به‌صورت تراکم‌ناپذیر در شرایط پایا در نظر گرفته می‌شود.

۳. مشخصات پمپ مورد بررسی

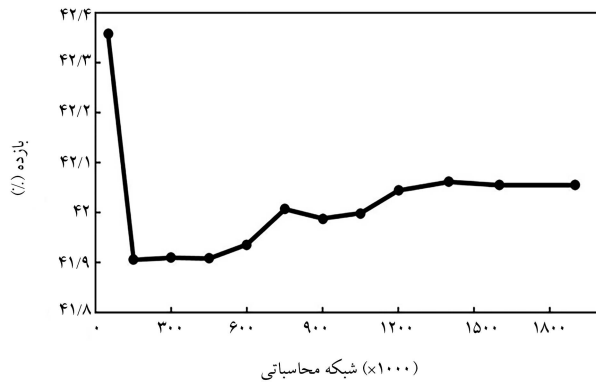
هندسه‌ی این پروانه دارای قطر خارجی ۲۲۲، قطر ورودی ۵۰، ضخامت پره ۳، پهنای خروجی ۵/۹۲ میلی‌متر و زاویه‌ی ورودی تیغه ۱۸ درجه و زاویه‌ی خروجی ۲۳ درجه و ۷ تیغه با هیدروفوبیلی از خانواده‌ی NACA ۶۳۰۳، با سرعت دورانی ۱۴۵۰ rpm و برای سیال پایه آب با دبی حجمی ۱۵ متر مکعب بر ساعت در نرم‌افزار CFTurbo طراحی شده است. در جدول ۱ ابعاد و مشخصات کاری پمپ مورد بررسی ارائه می‌شود. در این پژوهش برای بررسی دقیق‌تر پارامترهای مؤثر در تیغه‌ها از شبیه‌سازی قسمت‌های لوله‌ی ورودی، محفظه‌ی حازونی^۸ و لوله‌ی خروجی صرف‌نظر شده است.

جدول ۱. ابعاد و مشخصات کاری پمپ.

مشخصه	مقدار
شرکت سازنده	Wilo SE
پهنای خروجی پروانه	۵/۹۲ mm
قطر دهانه‌ی مکش	۵۰ mm
قطر ریشه	۳۲ mm
سرعت مخصوص	۱۲
سرعت دورانی اسمی	1450 min^{-1}
توان مصرفی اسمی	۱/۵ kW
نرخ دبی حجمی اسمی	$15 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
بازده	٪۵۰



شکل ۱. شبکه‌ی محاسباتی ایجاد شده.



شکل ۲. بررسی استقلال حل از شبکه.

استفاده می‌شود. برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل دومعادله‌ی SST $k - \omega$ استفاده می‌شود. شرایط مرزی به صورت نرخ جریان جرمی ورودی $4/17 \text{ kg/s}$ و فشار استاتیک خروجی 150 kPa در نظر گرفته شده و با توجه به شرایط عمومی کاربرد پمپ‌ها که سیال عامل در دمای تقریباً ثابت است، از حل معادله‌ی انرژی صرف نظر می‌شود.

۶. استقلال حل از شبکه

معمولاً دقت شبیه‌سازی با تعداد شبکه و نحوه‌ی ایجاد شبکه‌ی محاسباتی رابطه‌ی مستقیم دارد و با افزایش تعداد شبکه، دقت شبیه‌سازی نیز افزایش می‌یابد. از طرفی افزایش شبکه‌ی محاسباتی باعث طولانی‌تر شدن زمان شبیه‌سازی شده و در بعضی مواقع افزایش شدید تعداد نقاط شبکه نه تنها باعث افزایش دقت نتایج شبیه‌سازی نمی‌شود بلکه باعث واگرایی حل و نتایج فیزیکی غیرمنطقی می‌شود. شبکه‌ی بهینه که در آن جواب مسئله مستقل از ابعاد سلول‌های شبکه باشد با استفاده از ابعاد شبکه‌ی مختلف و بررسی نتایج آنها به دست می‌آید. با توجه به لزوم صرفه‌جویی در زمان و هزینه، شبکه‌ی محاسباتی باید چنان انتخاب شود که دقت مورد نیاز را فراهم آورد. برای بررسی استقلال حل از شبکه، ۱۲ حالت مختلف شبکه بررسی شده است. تعداد شبکه‌ی محاسباتی و بازده هیدرولیکی متناظر آن در شکل ۲ نشان داده شده است.

۷. اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی نتایج و نیز برای ایجاد هندسه‌ی اولیه از مطالعات پیشین [۱۵]

۴. معادلات حاکم

برای مدل‌سازی از نرم‌افزار ANSYS و از روش اجزاء محدود (FEM) استفاده می‌شود. فرم کلی معادله‌ی بقای جرم و مومنتوم در مختصات دکارتی مطابق معادلات ۱ و ۲ است. [۱۴]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})) \quad (2)$$

معادله‌ی بقای مومنتوم زاویه‌ی را می‌توان برای تعیین گشتاور انرژی و دیگر مقادیر مورد نیاز جریان، استفاده کرد. معادله‌ی اویلر از قانون بقای مومنتوم زاویه‌ی به دست می‌آید. لذا گشتاور وارد شده از طرف محور محرک که از طریق پروانه به سیال وارد می‌شود، از رابطه‌ی ۳، با عنوان معادله‌ی اویلر پمپ، محاسبه می‌شود. [۱۵]

$$T = \dot{m}(r_2 C_{t2u} - r_1 C_{1u}) \quad (3)$$

که در آن مقادیر C_{1u} و C_{2u} به ترتیب سرعت مطلق ورودی و سرعت مطلق خروجی در جهت مماسی هستند. از حاصل ضرب گشتاور در سرعت زاویه‌ی معادله توان شفت، Ps ، به دست می‌آید:

$$Ps = T\omega \quad (4)$$

با استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای جریان تراکم‌ناپذیر در یک توربوماشین، توان هیدرولیکی یا همان توان منتقل شده به سیال، از رابطه‌ی ۵ محاسبه می‌شود:

$$P_{hyd} = \Delta P_{tot} Q \quad (5)$$

هد پمپ نیز از رابطه‌ی ۶ به دست می‌آید. [۱۵]

$$H = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho g} = \frac{P_{tOut} - P_{tIn}}{\rho g} \quad (6)$$

که در آن P_{tIn} و P_{tOut} به ترتیب فشارکل ورودی و فشارکل خروجی است. بنابراین معادله‌ی توان هیدرولیکی به صورت معادله‌ی ۷ بازنویسی می‌شود:

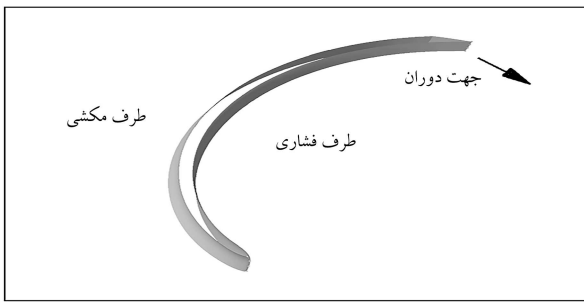
$$P_{hyd} = \rho g Q H = \dot{m} H g \quad (7)$$

بازده هیدرولیکی پمپ از رابطه‌ی ۸ به دست می‌آید که در آن P_w توان مصرفی پمپ است. [۱۵]

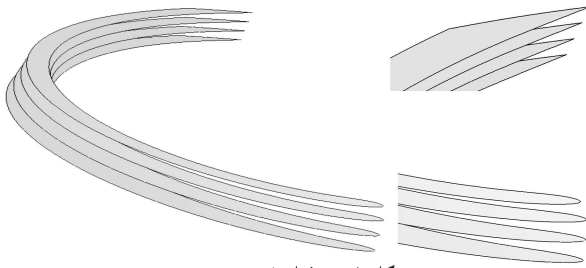
$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_w} \quad (8)$$

۵. ساخت شبکه محاسباتی و شرایط مرزی

در شکل ۱ شبکه‌ی محاسباتی ایجاد شده برای پمپ مورد نظر ارائه می‌شود. در تنظیمات پیش حل‌گر، هم برای حل معادلات جابه‌جایی و هم برای حل معادلات جریان آشفته از طرح وضوح بالا استفاده شده و برای کنترل همگرایی 5×10^{-9} تکرار با مقیاس زمانی خودکار و معیار همگرایی 10^{-9} در نظر گرفته شده است. برای حل از یک رایانه‌ی ۸ هسته‌ی Core i۷ و حافظه‌ی ۱۶ GB، به مدت $1/881 \times 10^4$ ثانیه



شکل ۴. نواحی مکشی و فشاری برای تیغه پمپ.



جدول ۲. مراکز سطح پروفیل‌های به دست آمده.

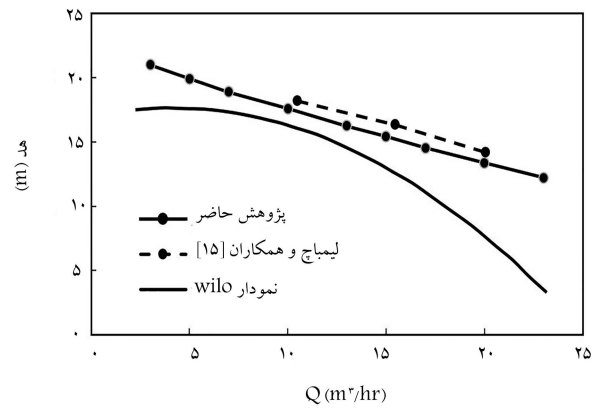
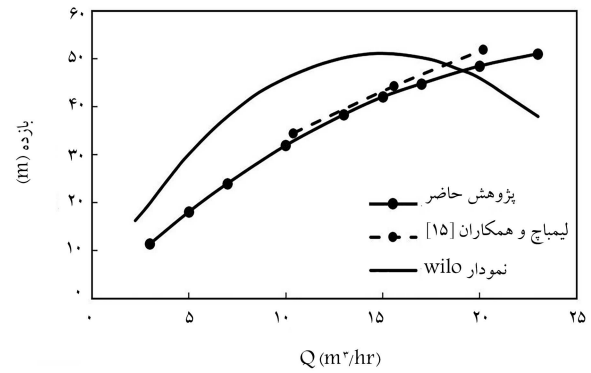
GZ (mm)	GY (mm)	GX (mm)	پروفیل
۲۸,۱۶۵	۶۳,۸۳	۲۷,۷۰۱	پروفیل ریشه
۲۵,۶۸۵	۶۴,۳۰۷	۲۶,۸۱۷	پروفیل دوم
۲۳,۲۲۳	۶۵,۰۰۴	۲۵,۶۳۴	پروفیل سوم
۲۰,۸۲۹	۶۶,۰۴۴	۲۴,۱۵۶	پروفیل نوک

مرجع ثابت را «لین» می‌نامند. این مرجع ثابت می‌تواند ریشه یا نوک پره باشد؛ زاویه ی لین با α نشان داده می‌شود. زاویه ی لین زمانی مثبت است که جابه‌جایی در سمت مکشی^۹ باشد و زمانی منفی است که این جابه‌جایی در سمت فشاری^{۱۰} پره باشد. در شکل ۴ سمت مکشی و فشاری برای پمپ مورد بررسی در پژوهش حاضر ارائه می‌شود.

۹. ایجاد زاویه ی لین بر روی هندسه

برای ایجاد زاویه ی لین همان‌طور که قبلاً اشاره شد نیاز به مرکز سطح هر پروفیل از پره است. پمپ مورد نظر دارای چهار پروفیل است. در این پژوهش برای محاسبه ی مرکز سطح هر پروفیل از پره از نرم‌افزار طراحی کتیا استفاده شده است. پس از فراخوانی هر پروفیل از پره در این نرم‌افزار و تبدیل هر پروفیل به سطح، مرکز سطح هر پروفیل (GX - GY - GZ) به دست می‌آید. در شکل ۵ پروفیل‌های پره پمپ از ریشه تا نوک نمایش داده شده است.

در جدول ۲ مقادیر مراکز سطوح هر پروفیل از پره ارائه می‌شود. با توجه به این‌که زاویه ی لین در جهت محیطی پره ایجاد می‌شود در هر پروفیل از پره، مراکز سطوح شعاعی و مماسی (به ترتیب GX و GZ) مورد نیاز است. چنان‌که پیش‌تر توضیح داده شد مرجع‌های ثابت برای ایجاد زاویه ی لین می‌تواند ریشه یا نوک باشد که این پژوهش هر دو حالت بررسی می‌شود.



شکل ۳. اعتبارسنجی برحسب دبی حجمی جریان.

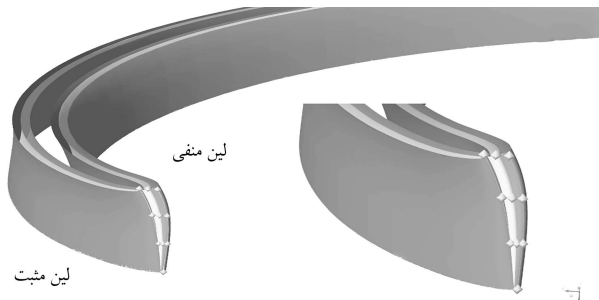
و منحنی‌های مشخصه ی ارائه شده از طرف شرکت سازنده ی پمپ (Wilo SE) استفاده می‌شود. بدین منظور شبیه‌سازی هندسه ی اولیه ی پمپ برای شرایط مرزی مختلف انجام شده است. شبیه‌سازی برای دبی‌های ۳، ۵، ۷، ۱۰، ۱۳، ۱۵، ۱۷، ۲۰ و ۲۳ متر مکعب بر ساعت با شرایط حل یکسان انجام شده است. پارامترهای حاصل شامل هد و بازده با داده‌های مرجع و منحنی‌های مشخصه ی شرکت سازنده ی پمپ مقایسه می‌شود. در شکل ۳ تغییرات هد و بازده شبیه‌سازی حاضر، مطالعه ی پیشین^[۱۵] و منحنی مشخصه ی ارائه شده از طرف شرکت سازنده ی پمپ برحسب دبی‌های مختلف نشان داده شده است.

بر اساس نتایج ارائه شده در شکل ۳، کمینه و بیشینه ی اختلاف نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر و مرجع^[۱۵] ۰٫۶۴ و ۰٫۹۲ متر در هد محاسبه شده است. در حالی که این اختلاف با نتایج سازنده ی پمپ (شرکت Wilo) ۱٫۴۵ و ۶٫۵۲ متر است. از جمله عوامل مؤثر در این اختلاف عبارت‌اند از:

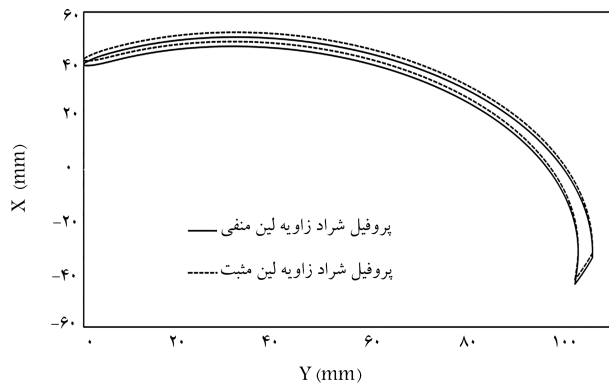
- اختلاف در اجزا و قسمت‌های شبیه‌سازی شده (صرفاً پروانه ی پمپ در پژوهش حاضر) و صرف‌نظر از اثر دیگر قسمت‌های پمپ از جمله لوله ی مکش، محفظه ی حلزونی و لوله ی خروجی و آب‌بندی‌ها؛
- صرف‌نظر از اثر دما و در نظر نگرفتن اثر بادزدگی؛
- خطاهای شبیه‌سازی نظیر خطاهای محاسبه ی جریان آشفته؛
- صرف‌نظر کردن از اثر جنس تیغه‌ها و عواملی نظیر زبری سطح.

۸. زاویه ی لین

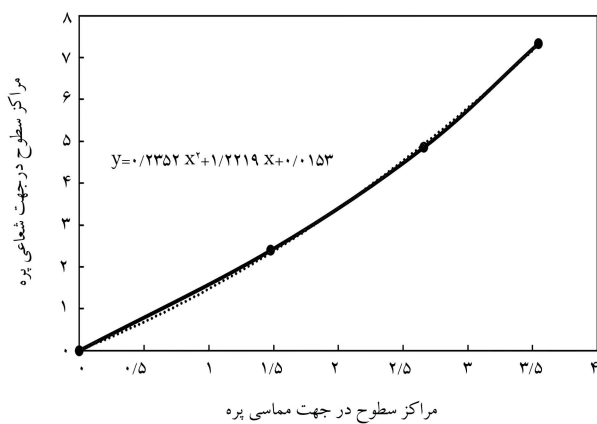
جابه‌جایی مراکز سطوح پره پروفیل‌های دوبعدی در راستای محیطی نسبت به یک



شکل ۸. زاویه‌ی لین مثبت و منفی تغییر یافته نسبت به پره‌ی اصلی در ورودی برای حالت الف.



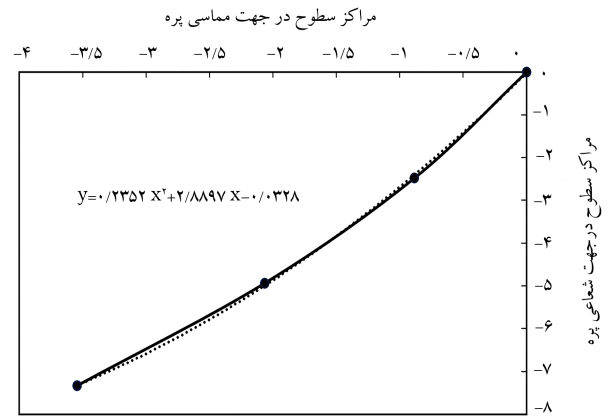
شکل ۹. پروفیل‌های دوبعدی نوک پروانه پمپ بر اثر تغییر زاویه‌ی لین.



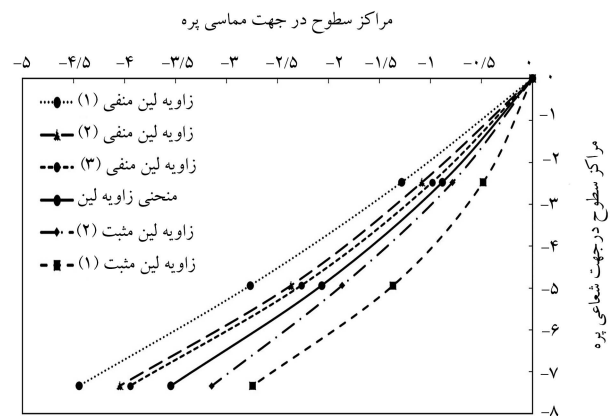
شکل ۱۰. منحنی زاویه‌ی لین برای حالت ب.

۲.۹. زاویه‌ی لین در حالت ب

در این حالت نیز مانند حالت الف، ابتدا منحنی زاویه‌ی لین استخراج می‌شود. با این تفاوت که در حالت قبلی تغییرات در ریشه صفر بوده ولی در این حالت با توجه به ثابت بودن نوک، مقادیر مراکز سطوح مماسی و شعاعی تمامی پروفیل‌ها از مقدار مرکز سطح پروفیل نوک کسر می‌شود. با این فرض، شکل ۱۰ به عنوان منحنی درجه دوم زاویه‌ی لین در حالت نوک ثابت معرفی می‌شود. لازم به ذکر است که منحنی‌های زاویه‌ی لین به دست آمده می‌تواند از نوع درجه اول، درجه دوم و بالاتر نیز باشد که در پژوهش حاضر برای هر دو حالت، از معادله‌ی درجه دوم پیروی می‌کند. برای محاسبه‌ی زاویه‌ی لین مثبت و منفی، مانند حالت الف مقادیر مماسی منحنی زاویه‌ی لین با اختلاف کمی جابه‌جا می‌شوند. در شکل ۱۱ منحنی‌های مختلف زاویه‌ی لین مثبت و منفی برای پنج حالت مختلف به دست می‌آید. در



شکل ۶. منحنی زاویه‌ی لین برای حالت الف.



شکل ۷. منحنی‌های زاویه‌ی لین در جهات مثبت و منفی برای حالت الف.

الف) ثابت گرفتن ریشه و تغییر زاویه از ریشه تا نوک؛

ب) ثابت گرفتن نوک و تغییر زاویه از نوک تا ریشه.

قبل از تغییر زاویه‌ی لین برای هر دو حالت مذکور منحنی زاویه‌ی لین مورد نیاز است. با توجه به این منحنی، می‌توان زوایای لین مثبت و منفی را ایجاد کرد. در ادامه، نحوه‌ی ایجاد این نمودار و ایجاد زاویه‌ی لین برای هر دو حالت ارائه می‌شود.

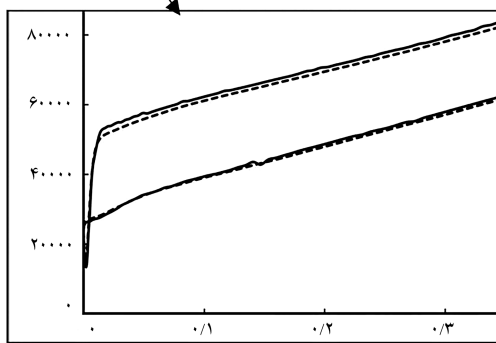
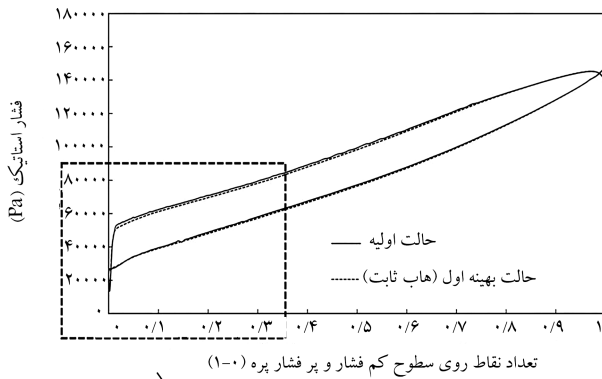
۱.۹. زاویه‌ی لین در حالت الف

برای رسم نمودار منحنی زاویه‌ی لین، با توجه به ثابت بودن ریشه و تغییرات زاویه از ریشه تا نوک باید مقادیر مراکز سطوح مماسی و شعاعی تمامی پروفیل از مقدار مرکز سطوح مماسی و شعاعی پروفیل ریشه کسر شود. در شکل ۶ نمودار مراکز سطوح شعاعی و مماسی کسر شده از ریشه نشان داده شده است. این منحنی به عنوان منحنی درجه دوم زاویه‌ی لین معرفی می‌شود. همچنین معادله‌ی درجه دوم که این منحنی از آن پیروی می‌کند در شکل نمایش داده شده است.

برای ایجاد زاویه‌ی لین مثبت و منفی در حالت الف، با توجه به منحنی زاویه‌ی لین به دست آمده، مقادیر مماسی منحنی زاویه‌ی لین با اختلاف اندکی تغییر می‌کند. در شکل ۷ منحنی‌های مختلف زاویه‌ی لین برای پنج حالت به دست آمده است. در شکل ۸ تغییرات ورودی پره و همچنین خطوط لبه‌ی حمله برای حالت لین مثبت (۱) و زاویه‌ی لین منفی (۱) نسبت به پره اصلی نشان داده می‌شود. برای مقایسه بهتر منحنی دو بعدی پروفیل نوک زاویه‌ی لین مثبت (۱) و زاویه‌ی لین منفی (۱) در شکل ۹ ارائه می‌شود.

جدول ۳. نتایج حاصل از زاویه‌ی لین به دست آمده برای هر دو حالت.

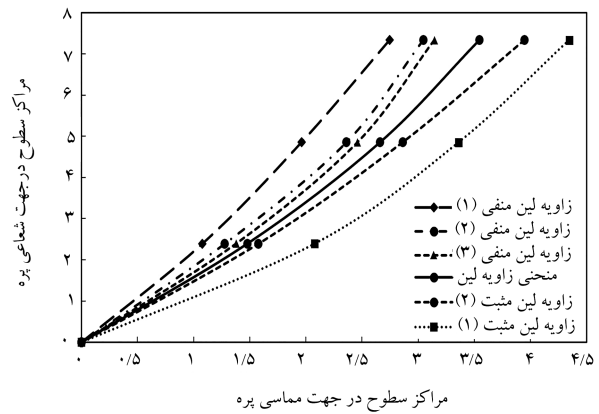
حالت الف (ریشه ثابت)		حالت ب (نوک ثابت)		زاویه‌ی لین تغییر یافته در پره
بازده (m)	هد (m)	بازده (m)	هد (m)	
۴۲٫۳۴	۱۵٫۵۵	۴۲٫۷۱	۱۵٫۶۸	زاویه‌ی لین منفی (۱)
۴۲٫۱۱	۱۵٫۴۶	۴۲٫۲۸	۱۵٫۵۳	زاویه‌ی لین منفی (۲)
۴۲٫۰۶	۱۵٫۴۵	۴۲٫۱۹	۱۵٫۴۹	زاویه‌ی لین منفی (۳)
۴۱٫۹۰	۱۵٫۳۹	۴۱٫۷۸	۱۵٫۳۴	زاویه‌ی لین مثبت (۲)
۴۱٫۵۷	۱۵٫۲۷	۴۱٫۲۵	۱۵٫۱۵	زاویه‌ی لین مثبت (۱)



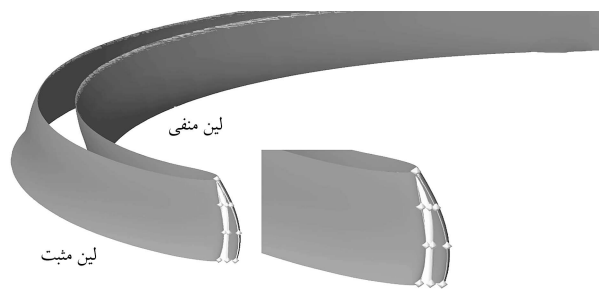
شکل ۱۴. توزیع فشار استاتیکی روی لبه‌های پرفشار و کم‌فشار برای حالت اولیه‌ی پره و حالت بهینه‌ی ریشه ثابت در شعاع ۹۰٪.

حالت نوک ثابت با افزایش زاویه‌ی لین منفی به دست می‌آید. در حالی که برای حالت ریشه ثابت، با افزایش زاویه‌ی لین مثبت، میزان هد و راندمان کاهش می‌یابد. بنابراین با توجه به میزان هد و بازده به دست آمده حالت بهینه برای حالت ریشه ثابت و نوک ثابت زاویه‌ی لین منفی (۱) است. که مقدار مماسی این زاویه در حالت اول (ریشه ثابت) از منحنی زاویه‌ی لین $۷۰^\circ - ۶۰^\circ - ۹۰^\circ$ و حالت دوم (شیراز ثابت) $۷۰^\circ - ۶۰^\circ - ۸۰^\circ$ است. برای حالت اولیه‌ی پره مقدار هد برابر $۱۵٫۴۳$ متر و میزان بازده $۴۲٫۰۲$ درصد است.

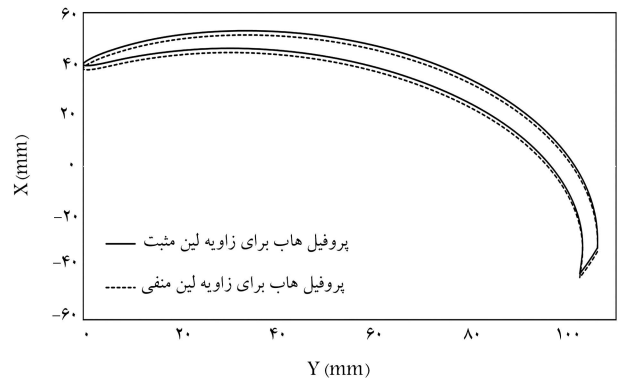
جریان نشتی روی سطوح فشاری و مکشی پره بر بازده و کارایی پمپ اثر مهمی دارد. جریان نشتی می‌تواند ناشی از اختلاف فشار میان سطح مکشی و فشاری پره باشد. این جریان نشتی باعث می‌شود که بخشی از جریان درون گذرگاه از سمت پرفشار پره به سمت کم‌فشار حرکت کرده و پره را ترک کند که باعث کاهش بازده پمپ می‌شود. در شکل ۱۴ و ۱۵ تغییرات توزیع فشار استاتیکی روی سطوح پرفشار و کم‌فشار پره برای حالت اولیه پره و حالت بهینه‌ی اول (ریشه ثابت) و حالت بهینه‌ی دوم (نوک ثابت) برای شعاع ۱۰° و ۹۰° درصد نشان داده شده است.



شکل ۱۱. منحنی‌های زاویه‌ی لین در جهات مثبت و منفی برای حالت ب.



شکل ۱۲. زاویه‌ی لین مثبت و منفی تغییر یافته نسبت به پره اصلی در ورودی برای حالت ب.

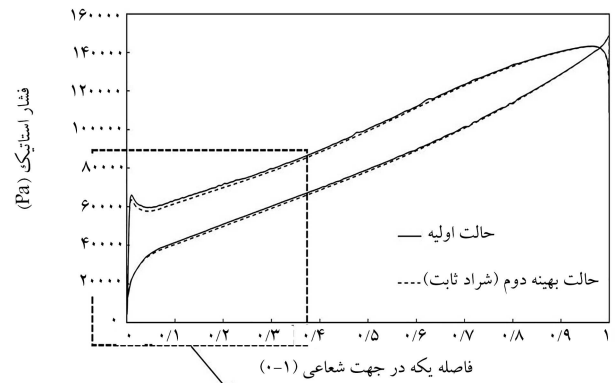
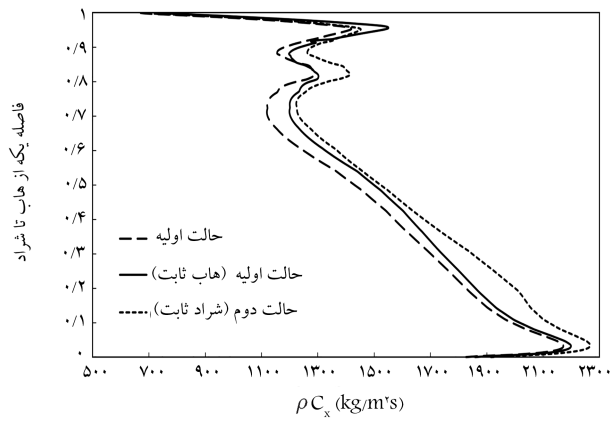


شکل ۱۳. پروفیل‌های دوبعدی ریشه‌ی پروانه‌ی پمپ در حالت ب.

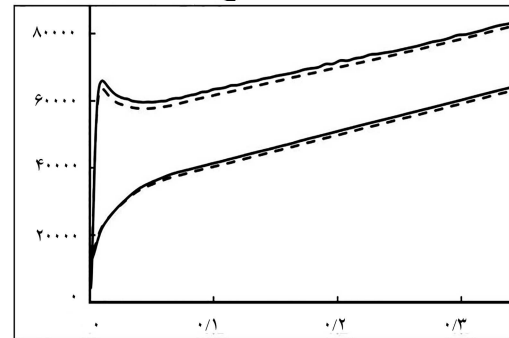
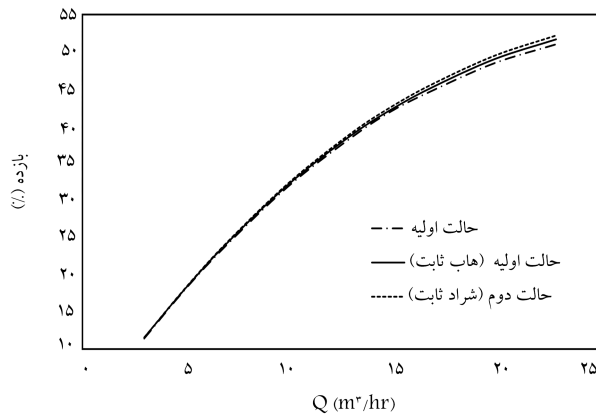
شکل ۱۲ برای حالت ب، تغییرات ورودی پره و همچنین لبه‌ی حمله برای لین مثبت (۱) و زاویه‌ی لین منفی (۱) نسبت به پره اصلی مشاهده می‌شود. همچنین برای مقایسه‌ی بهتر این دو حالت می‌توان منحنی دوبعدی پروفیل ریشه را در شکل ۱۳ مشاهده کرد.

۱۰. نتایج

نتایج هد و بازده به دست آمده از شبیه‌سازی پروانه‌ی پمپ در ده حالت که پنج حالت مربوط به نوک ثابت و پنج حالت دیگر مربوط به ریشه ثابت است را در جدول ۳ می‌توان مشاهده کرد. بر اساس جدول ۳ بیشترین میزان هد و کارایی در

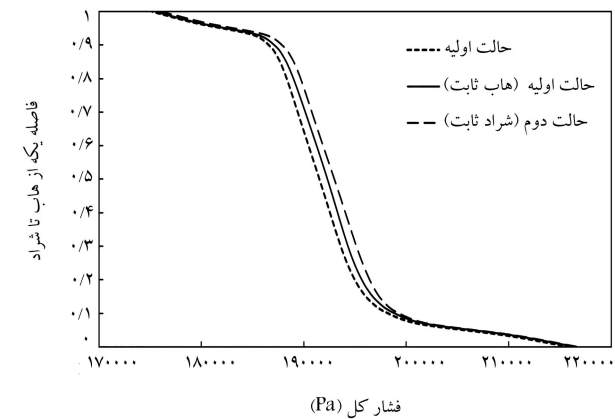
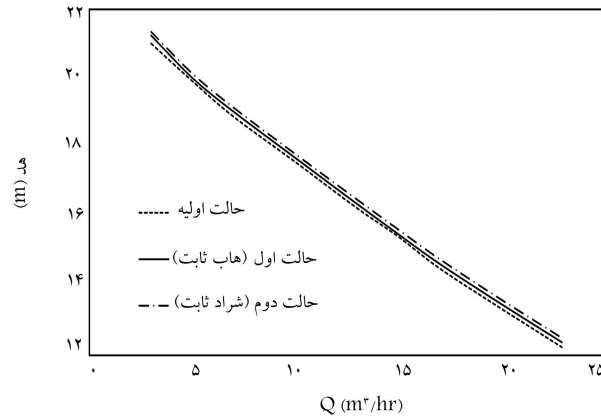


شکل ۱۷. تغییرات شعاعی شار جرمی در خروجی پره.



شکل ۱۵. توزیع فشار استاتیکی روی لبه‌های پرفشار و کم‌فشار برای حالت اولیه‌ی پره و حالت بهینه‌ی نوک ثابت در شعاع ۱۰٪.

شکل ۱۸. نمودار بازده - دبی برای حالت اولیه و حالات منتخب اول و دوم.



شکل ۱۶. توزیع فشار کل خروجی از هاب تا شراد.

شکل ۱۹. نمودار هد - دبی برای حالت اولیه و حالات منتخب اول و دوم.

چنان که در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مشاهده می‌شود نه تنها فشار بارگذاری در طول پره هیچ نوع افزایشی نداشته، بلکه در ورودی پره بارگذاری بر روی دو سطح پرفشار و کم‌فشار پره کاهش یافته است.

در شکل ۱۶ توزیع فشار کل در خروجی پروانه از ریشه تا نوک ارائه می‌شود. مشاهده می‌شود که توزیع فشار کل از شعاع ۱۰٪ تا ۹۰٪ در خروجی پره برای حالت اول و دوم افزایش یافته است. افزایش فشار، بیشتر مربوط به حالت دوم است که با توجه به رابطه‌ی ۶ باعث افزایش هد نسبت به حالت اول می‌شود.

در شکل ۱۷ تغییر توزیع شعاعی شار جرمی در خروجی پره از ریشه تا نوک ارائه می‌شود. در این نمودار بیان‌گر سرعت شعاعی در راستای پره است. با توجه به ثابت بودن سطح مقطع خروجی پروانه، تغییرات شار جرمی می‌تواند بیان‌گر تغییرات دبی جرمی جریان باشد. چنان‌که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود، از شعاع

۱۰٪ تا ۹۰٪ نرخ دبی جرمی در جهت شعاعی برای حالت اول و دوم افزایش یافته است. مقدار تلفات جریان در مجاورت دیوارهای انتهایی ریشه و نوک پره بیشینه است. این افزایش در حالت اول و دوم باعث می‌شود بخش اصلی جریان از ناحیه‌ی شعاع میانی و دور از دیوارهای انتهایی عبور کرده و تلفات انرژی کم‌تر شود.

در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ می‌توان منحنی هد - دبی و همچنین بازده - دبی را برای حالت پمپ اولیه، حالت منتخب اول و دوم در دبی‌های مختلف مشاهده کرد. با توجه به این موضوع در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ بیشترین هد و کارایی برای حالت دوم

در دبی $15 \text{ m}^3/\text{hr}$ به دست می‌آید. لذا می‌توان گفت با توجه به ابعاد هندسی یکسان این سه پمپ، پمپ حالت دوم (نوک ثابت) از نظر اقتصادی مقرون به صرفه خواهد بود.

۱۱. نتیجه‌گیری

هدف از انجام این پژوهش، دست‌یابی به یک هندسه‌ی مطلوب با بیشترین هد و بازده با ایجاد زاویه‌ی لاین مثبت و منفی برای دو حالت ریشه ثابت و نوک ثابت است. شبیه‌سازی به‌صورت حل عددی جریان آشفتنه بر اساس مدل آشفتگی $K - \omega$ SST با استفاده از نرم‌افزار ANSYS ۱۶٫۰ در شرایط پایا انجام شد. نتایج حاصل از این پژوهش را می‌توان چنین خلاصه کرد:

- با اعمال جابه‌جایی محیطی پره‌های پمپ، برای حالت ریشه ثابت و نوک ثابت به ترتیب افزایش کارایی معادل 51% و 34% درصد نسبت به حالت اولیه اتفاق می‌افتد.
- بررسی توزیع فشار استاتیکی روی لبه‌های پرفشار و کم‌فشار پره‌های پمپ در شعاع 10% و 90% نشان داد که اختلاف بین سطوح پرفشار و کم‌فشار عامل ایجاد نشتی در ورودی پره پمپ در حالت نهایی با ایجاد زاویه‌ی لاین منفی برای هر دو حالت کاهش یافته است.

- مقایسه‌ی توزیع فشار کل در خروجی پره از ریشه تا نوک نشان داد که در حالت نوک ثابت، افزایش فشار کل در خروجی نسبت به حالت ریشه ثابت بیشتر بوده، باعث افزایش هد نسبت به حالت ریشه ثابت می‌شود.

- تغییرات شعاعی شار جرمی در خروجی پره برای هر دو حالت در شعاع 10% و 90% بیشتر از حالت اولیه‌ی پمپ است که باعث می‌شود جریان به دور از لبه‌های ریشه و نوک (دیوارهای ابتدایی و انتهایی)، با اتلاف انرژی کم‌تر عبور کند.

- با توجه به منحنی هد - دبی میزان هد افزایش یافته برای حالت ریشه ثابت 51% درصد و برای حالت نوک ثابت 36% درصد نسبت به حالت پمپ اولیه افزایش یافته است.

در حالت کلی تغییر زاویه‌ی لاین بر میزان تنش ریشه‌ی پره، به خصوص در سرعت‌های دورانی بالا (پره‌های توربین و کمپرسور) تأثیرگذار است. لذا در تغییر زاویه‌ی لاین، بعد از محاسبات آئرو دینامیکی لازم است هندسه‌ی نهایی از لحاظ استحکام مکانیکی نیز بررسی شود.

فهرست علائم

- C : سرعت مطلق (m/s)؛
 C_{1u} : سرعت مطلق ورودی (m/s)؛
 C_{2u} : سرعت مطلق خروجی (m/s)؛
 D_1 : قطر ورودی (m)؛
 D_2 : قطر خروجی (m)؛
 g : شتاب جاذبه زمین (m/s^2)؛
 h : هد پمپ (m)؛
 m : جرم (kg)؛
 N : سرعت دورانی پمپ (rpm)؛
 N_S : سرعت مخصوص ($\text{rpm}((\text{m}^3/\text{s})^{1/2}/\text{m}^3)^{1/2}$)؛
 P_{hyd} : توان هیدرولیکی (W)؛
 P_{tin} : فشار کل ورودی (Pa)؛
 P_{tout} : فشار کل خروجی (Pa)؛
 P : فشار سیال (Pa)؛
 P_w : توان مصرفی پمپ (W)؛
 P_S : توان شفت (W)؛
 ΔP_{tot} : اختلاف فشار (Pa)؛
 Q : دبی حجمی (m^3/h)؛
 T : گشتاور (N.m)؛
 W : سرعت نسبی (m/s)؛
 U : سرعت مماسی (m/s)؛
 x : مختصات کارترین (m).

علائم یونانی

- α : زاویه‌ی نسبی سیال (deg)؛
 β : زاویه‌ی مطلق سیال (deg)؛
 β_1 : زاویه‌ی ورودی پره (deg)؛
 β_2 : زاویه‌ی خروجی پره (deg)؛
 ρ : چگالی (kg/m^3)؛
 η : بازده؛
 ω : سرعت زاویه‌ی (rpm)؛
 μ : گرانروی دینامیکی ($\text{kg}/\text{m.s}$).

پانوشتها

1. hub
2. shroud
3. jet and wake
4. CFX
5. clocking

6. volute
7. NPSH
8. span
9. suction side
10. pressure side

منابع (References)

1. Nourbakhsh, S.A. "Pump and pumping", University of Tehran, pp. 5-60, (In Persian) (2016).
2. Golcu, M., Pancar, Y. and Sekmen, Y. "Energy saving in a deep well pump with splitter blade", *Energy Conversion and Management*, **47**(5), pp. 638-651 (2006).
3. Feng, J., Benra, F.K. and Dohmen, H.J. "Numerical investigation on pressure fluctuations for different configurations of vaned diffuser pumps", *International Journal of Rotating Machinery*, **2007**, (2007). DOI:10.1155/2007/34752
4. Shojaefard, M.H., Tahani, M., Ehghaghi, M.B. and et al. "Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid", *Computers & Fluids*, **60**, pp. 61-70 (2012).
5. Ehghaghi, M.B. and Vajdi, M. "Numerical and experimental study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance", *Modares Mechanical Engineering*, **15**(3), pp. 398-410 (In Persian) (2015).
6. Jiang, W., li, G., Liu, P.F. and et al. "Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **71**, pp. 164-171 (2016).
7. Ehghaghi, M.B., Vajdi, M., Namazizadeh, M. and et al. "Experimental and numerical study of double splitter blades effect on the centrifugal pump performance", *Modares Mechanical Engineering Journal*, **17**(3), pp. 196-204 (In Persian) (2017).
8. Saleh, S.R., Golestan Rahavard, A. and Badiyan Sefi, F. "Investigating the effect of changing the gap between the impeller and the centrifugal pump shell on the pump head", *17th Fluid Dynamics Conference*, Shahroud University of Technology, (In Persian) (2017).
9. Jiang, W., Li, G., Liu, P.F. and et al. "Numerical investigation on influence of diffuser vane height of centrifugal pump", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **82**, pp. 114-124 (2017).
10. Dönmez, A., Yumurtacı, H. and Kavurmacioğlu, L. "The effect of inlet blade angle variation on cavitation performance of a centrifugal pump: a parametric study", *Journal of Fluids Engineering*, **141**(2), p. 021101 (2019).
11. Zhang, N., Liu, X., Gao, B. and et al. "Effects of modifying the blade trailing edge profile on unsteady pressure pulsations and flow structures in a centrifugal pump", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **75**, pp. 227-238 (2019).
12. Ding, H., Li, Z., Gong, X. and et al. "The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed", *Vacuum*, **159**, pp. 239-246 (2019).
13. Namazizadeh, M., Gevari, M.T., Mojaddam, M. and et al. "Optimization of the splitter blade configuration and geometry of a centrifugal pump impeller using design of experiment", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, **13**(1), pp. 89-101 (2020).
14. Jacobsen, Ch.B., *The Centrifugal Pump*, Grundfos Research and Technology, 1th Edn, Danish (2004).
15. Limbach, P., Kimoto, M., Deimel, C. and et al. "3D simulation of the cavitating flow in a centrifugal pump with low specific speed and evaluation of the suction head", *Turbine Technical Conference and Exposition*, ASME, Germany (2014).