

مطالعه عددی تاثیر قطر و تعداد پره ایمپلر پمپ‌های نفتی غوطه‌ور درون چاهی بر عملکرد پمپ

مهدی حسینی پرست

صالح فلاح

بهزاد قدیری دهکردی*

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

دکتری، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

استادیار، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

چکیده

پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع مختلف به‌ویژه صنایع نفتی کاربرد فراوان دارند. از این رو بررسی الگوی جریان درون پمپ و تغییر رفتار جریان ناشی از تغییرات هندسی پمپ به‌منظور بهبود طراحی از اهمیت زیادی برخوردار است. در این مقاله، جریان سه‌بعدی در پمپ ESP که یک پمپ گریز از مرکز غوطه‌ور درون چاهی می‌باشد شبیه‌سازی عددی شده و اثر قطر و تعداد پره ایمپلر بر عملکرد آن ارزیابی شده است. برای مدل‌سازی حرکت نسبی ایمپلر و دیفیوزر از روش قاب‌های مرجع چندگانه و برای ارتباط میان آن‌ها از رابط روتور ایستا بهره گرفته شده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهند که با افزایش قطر ایمپلر هد پمپ افزایش یافته و راندمان کاهش می‌یابد و کاهش قطر اثر معکوس دارد. تغییرات بوجود آمده با افزایش و کاهش قطر به ترتیب به دلیل تغییر در زاویه خروجی جریان و افزایش تلفات اصطکاکی مرتبط می‌باشند. همچنین، نتایج نشان دادند که افزایش تعداد پره ایمپلر باعث افزایش هد و کاهش راندمان می‌گردد. این تغییرات در نتیجه افزایش سطوح انتقال انرژی به سیال و همچنین افزایش تلفات اصطکاکی رخ داده است.

واژه‌های کلیدی: پمپ ESP، پمپ نفتی، ایمپلر، هد، راندمان.

Numerical study of effect of the diameter and Number of blades of impeller of down hole submersible oil pump on the pump performance

M. Hoseiniparast

S. Fallah

B. Ghadiri Dehkordi

Department of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

Department of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

Department of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

Abstract

Centrifugal pumps are widely used in various industries, specially the oil industry. Therefore, investigation of the pattern of flow in the pump and flow behavior arisen from pump geometric variations to optimize design, is of great importance. In this paper, 3D flow in E.S.P. pump which is a centrifugal down hole submersible pump is numerically simulated and the effect of diameter and number of blades of impeller are assessed. Multiple reference frame method is used to model of relative motion of impeller and diffuser and frozen rotor interface is utilized to connect them. The results show that pump head is increased and efficiency is reduced with increase in impeller diameter. Reducing the diameter has a reverse effect. The variations arisen from increase and decrease in diameter are because of the variation in outlet flow angle and increase in frictional losses, respectively. Also, results show that increase in the number of impeller blades cause to increase in head and decrease in efficiency. These variations have happened due to the increased levels of energy transfer to the fluid, as well as increased frictional losses.

Keywords: ESP Pump, Oil pump, Impeller, Head, Efficiency.

۱- مقدمه

به تدریج و با گذشت زمان از عمر بهره‌برداری از یک چاه نفتی فشار مخزن کاهش می‌یابد و این کاهش نیز خود سبب افت چشمگیر در استحصال نفت می‌گردد، بنابراین جهت افزایش و یا ثابت نگهداشتن تولید از سیستم‌های رایج بازیافت ثانویه استفاده می‌کنند که به روش-های فراآوری مصنوعی^۱ معروف هستند. یکی از مهم‌ترین این روش‌ها، استفاده از پمپ‌های غوطه‌ور الکتریکی^۲ است. روش‌های فراآوری مصنوعی در دنیا به شدت در حال گسترش هستند به‌طوری‌که بنابر

اظهارنظر انجمن مهندسان نفت^۳ بیش از ۸۰٪ چاه‌های نفت در دنیا به نوعی از روش‌های فراآوری مصنوعی استفاده می‌کنند و ۲۰ تا ۱۵ درصد چاه‌های دنیا از سیستم‌های ESP به‌منظور استخراج نفت از چاه‌های مرده استفاده می‌کنند [۱]. از نظر هزینه پمپاژ این پمپ‌ها بسیار مقرون به‌صرفه بوده و قابلیت استفاده در خشکی و دریا را دارا می‌باشند، استفاده از پمپ‌های ESP برای مخازنی که به دلیل عمق زیاد و یا سنگینی و گرانی بالای سیال در ستون چاه دارای افت فشار زیاد می‌باشند از نظر فنی در اولویت بوده است. البته انتخاب نوع و روش فراآوری مصنوعی نیاز به حجم زیادی از داده‌ها و مطالعه دقیق چاه و مخزن دارد. به‌نظر می‌رسد حدود ۱۵ درصد از چاه‌های ایران کاندید مناسبی برای استفاده از این پمپ‌ها باشند. این پمپ از نوع پمپ‌های گریز از مرکز با ایمپلر و دیفیوزر شعاعی پره‌دار در یک طبقه از پمپ

^۱ Artificial lift

^۲ Electrical Submersible Pump(ESP)

^۳Society of Petroleum Engineers

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ghadiri@modares.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۴/۱۸

تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۴/۱۷

می‌باشند و بسته به نوع چاه و افت فشار کلی، تعداد طبقات استفاده شده در این پمپ مشخص می‌شوند. به عنوان یک پمپ گریز از مرکز، پمپ‌های ESP یکی از مناسب‌ترین پمپ‌ها جهت پمپاژ سیالات تراکم‌ناپذیر از جمله آب و نفت می‌باشند.

از آن‌جائی‌که تست‌های تجربی هزینه‌های زیادی در بر دارند، استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی کمک فراوانی به تحقیقات بر روی این پمپ‌ها می‌کند.

گوگایو [۲] تحقیقی را با استفاده از شبیه‌سازی جریان در یک پمپ گریز از مرکز با سیال عامل آب انجام داد. وی توانست تعداد بهینه پره های ایمپلر را به‌دست آورده و عملکرد پمپ را بهینه کند. ویدورت زو و همکارانش [۳] جریان آب را در یک پمپ گریز از مرکز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی کردند. گولجو و همکاران [۴] با هدف کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های چاه عمیق به بررسی آن‌ها پرداخته و استفاده از پره‌های جداکننده را بررسی کردند. بدین منظور پروانه جدیدی برای تأمین هد و دبی موردنظر طراحی شد. آن‌ها علاوه بر تحقیق بر عملکرد پره جداکننده، تأثیر تعداد پره‌های ایمپلر را نیز بررسی کردند. بنابراین، ایمپلرهایی با ۵، ۶ و ۷ پره ساخته و به آن‌ها پره های جداکننده با طول‌های متفاوت اضافه شد. سپس جریان درون پمپ، به‌صورت تجربی و عددی تحلیل گردید. درنهایت، طول و تعداد پره‌های بهینه برای چاه‌های عمیق مشخص شد. چه-آ [۵] شبیه‌سازی عددی پمپ گریز از مرکز با ۶ پره را که سیال آب را پمپ می‌کرد، بررسی کرد. وی توانست الگوی جریان در نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی پمپ را به‌دست آورد. ذوالجناحی و زیرک [۶] به بررسی یک پمپ گریز از مرکز در شرایط عملکردی نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی برای دو سیال آب و نفت خام با استفاده از روش‌های عددی پرداختند. آن‌ها دریافتند که میزان آشفستگی در ایمپلر پمپ برای نفت خام به مراتب کمتر از آب می‌باشد. بچارودیس و همکارانش [۷] الگوی جریان و توزیع فشار را در گذرگاه پره با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیش بینی کردند آن‌ها در شبیه‌سازی خود به بررسی اثر زاویه خروجی پره بر الگوی جریان و عملکرد پمپ پرداختند و توانستند با تغییر زاویه خروجی از ۲۰ به ۵۰ درجه، هد تولیدی پمپ را ۶ درصد افزایش دهند. ناتاراج و همکاران [۸] با تغییر پهنای پره پروانه و زاویه خروجی پره‌های جداکننده و قطر ایمپلر توانستند مقدار هد را در بهترین نقطه عملکردی پمپ از ۳۹/۶۶ متر به ۴۱/۷۲ متر برسانند. ماتیلی و همکاران [۹] به بررسی اثرات قطر ایمپلر و دیفیوزر در یک طبقه از پمپ ای.اس.پی پرداختند. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار CFX، جریان در سه حالت مختلف از پمپ، ایمپلر به تنهایی، ایمپلر و دیفیوزر با هندسه اصلی و ایمپلر و دیفیوزر با افزایش قطر ۴ میلی‌متری را شبیه‌سازی کردند و به این نتیجه رسیدند که وجود دیفیوزر باعث کاهش هد پمپ به دلیل افزایش تلفات اصطکاکی حاصل از برخورد جریان با پره‌های دیفیوزر می‌شود. همچنین با افزایش قطر، هد خروجی افزایش می‌یابد. نوربخش و همکاران [۱۰] با در نظر گرفتن شرایط خارج از نقطه طرح در یک پمپ با سرعت مخصوص کم به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال در آن پرداختند و با در نظر گرفتن سه هندسه مجزا برای حلزونی به این نتیجه رسیدند که هندسه با روش سرعت ثابت نسبت به روش مومنوم زاویه‌ای ثابت، جریان را بهتر هدایت می‌کند و مقادیر کمینه نیروهای شعاعی در دبی‌های زیاد در هندسه

حلزونی دایروی نسبت به هندسه مستطیلی حاصل می‌شود. والک [۱۱] به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز سرعت بالا پرداخت. وی از شبیه‌سازی خود به این نتیجه رسید که افزایش سرعت دورانی ایمپلر پمپ باعث افزایش سرعت خروجی مطلق سیال شده و در نتیجه هد پمپ افزایش می‌یابد. شجاعی فرد و همکاران [۱۲] به بررسی جریان سه‌بعدی درون یک پمپ گریز از مرکز پرداختند و با تغییر در عرض عبوری جریان در کانال خروجی و زاویه خروجی پره اثرات مثبتی در بهبود عملکرد پمپ به‌وجود آوردند. لی [۱۳] در راستای ارتقاء عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز که سیال با لزجت بالا را پمپ می‌کردند به بررسی تأثیر میزان قطر ایمپلر بر عملکرد پمپ پرداخت. وی، نشان داد با کاهش قطر ایمپلر، راندمان پمپ افزایش می‌یابد. او، دلیل این پدیده را با افزایش زاویه خروجی پره و عرض کانال خروجی مرتبط دانست. احقاقی و همکاران [۱۴] نیز، تأثیر تعداد پره بر عملکرد یک پمپ گریز از مرکز را با استفاده از نرم‌افزار CFX را بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که با افزایش تعداد پره‌ها، هد پمپ افزایش یافته و بازده آن کم می‌شود.

در بیشتر تحقیقات انجام شده در گذشته سعی بر بالا بردن راندمان پمپ‌های گریز از مرکز با تغییر در هندسه پره ایمپلر به‌عنوان مهمترین قسمت در یک پمپ گریز از مرکز بوده است. هدف پژوهش حاضر، شبیه‌سازی جریان درون پمپ ESP به‌منظور استفاده از نتایج آن در مهندسی معکوس و ساخت پمپ موردنظر بدون تغییر در شکل کلی پروفیل پره و تنها با تغییر در سایر مشخصات هندسی ایمپلر از قبیل قطر و تعداد پره می‌باشد. همچنین تحقیق در رابطه با شبیه‌سازی جریان و درنهایت، ساخت و تولید پمپ‌های درون چاهی به عنوان یک کالای استراتژیک در اولین مرحله از تولید نفت که همان استخراج می‌باشد برای اولین بار در داخل کشور در حال انجام می‌باشد. در تحقیق حاضر شکل کلی مدل مورد بررسی از جنبه نوآورانه بودن پژوهش می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد. علاوه بر این، بررسی پارامترهای هندسی این پمپ در عملکرد آن و امکان بهینه‌سازی آن، برای اولین بار است که انجام می‌شود که می‌تواند منجر به بالا بردن میزان استخراج نفت از طریق بهینه‌سازی هندسه پمپ شود. اساس کار این تحقیق شبیه‌سازی عددی با استفاده از روش حجم محدود^۱ بوده و برای این کار از نرم‌افزار CFX استفاده شده است.

۲- پیکربندی و روش عددی

۲-۱- مشخصات پمپ مدل

نام پمپ مدنظر برای شبیه‌سازی جریان، مدل GN-۴۰۰۰ سری ۵۴۰ می‌باشد. هندسه پمپ در نرم‌افزار سالیدورک^۲ مدل شده و ایمپلر یک طبقه از آن در شکل ۱ نشان داده شده است، همچنین مشخصات هندسی یک طبقه از پمپ مورد بررسی در جدول ۱ آورده شده است.

معادلات مومنوم مدل سازی می شود [۱۴]. بنابر اینکه سیال پمپ شده تراکم ناپذیر است و جریان حالت دائمی دارد، معادله پیوستگی بصورت زیر بیان می شود:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

معادله بقای مومنوم در توربوماشین ها به دو شکل می تواند ارائه شود:

۱- فرمول بندی سرعت نسبی

۲- فرمول بندی سرعت مطلق

در حالت اول سرعت نسبی یک متغیر وابسته در نظر گرفته می شود و در حالت دوم سرعت مطلق. فرمول بندی سرعت نسبی به عنوان روش عمومی حل مسائل با مختصات چرخان محسوب می شود. رابطه میان سرعت نسبی و سرعت مطلق در توربوماشین ها به وسیله مثلث سرعت، و رابطه (۲) نشان داده می شوند:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (2)$$

که در آن V سرعت مطلق سیال یا سرعت در مختصات ساکن، U سرعت محیطی نوک تیغه یا سرعت مختصات چرخان و برابر با $\vec{U} = \vec{\omega} \times \vec{R}$ ، و W سرعت نسبی سیال نسبت به تیغه یا سرعت دیده شده از مختصات چرخان در مختصات ساکن می باشد که همواره مماس بر تیغه است. شکل فرمول بندی با سرعت نسبی و سرعت مطلق در جهت X به ترتیب توسط روابط (۳) و (۴) نشان داده شده است:

$$\frac{\partial \rho w_x}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} w_x = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot \vec{\tau}_{vx} - \rho(2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) \cdot \hat{i} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho v_x}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} v_x = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot \vec{\tau}_{vx} - \rho(\vec{\omega} \times \vec{r}) \cdot \hat{i} \quad (4)$$

که در فرمول بندی سرعت نسبی جمله $2\vec{\omega} \times \vec{W}$ معرف شتاب کریولیس و جمله $\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$ معرف شتاب گریز از مرکز می باشد. در فرمول بندی سرعت مطلق جمله $\vec{\omega} \times \vec{r}$ معرف مجموع شتاب کریولیس و گریز از مرکز است. همچنین معادله بقای مومنوم به همراه تعریف جمله چشمه و تنش برشی متوسط با استفاده از روش متوسط گیری زمانی در رابطه (۵) بیان شده است.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \bar{S}_{u_i} \quad (5)$$

که در معادله ی بالا جمله چشمه شامل عبارت های ناشی از نیروهای گریز از مرکز و کریولیس می باشد که در معادله (۶) مقادیر آن نشان داده شده است و تنش برشی متوسط از رابطه (۷) حاصل می گردد.

$$S_{u_i} = -\rho[2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}] \quad (6)$$

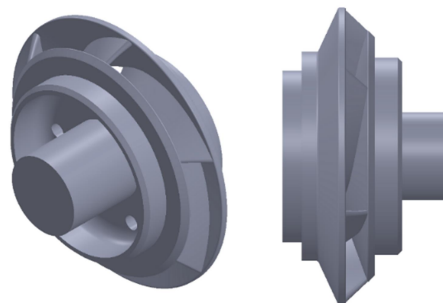
$$\bar{\tau}_{ij} = -\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

Ansys CFX از روش حجم محدود بر اساس المان محدود استفاده می کند، که ابتدا، دامنه ی خاصی را توسط شبکه بندی گسسته می کند. این شبکه بندی برای نشان دادن حجم های محدود مورد استفاده قرار می گیرد و کمیت های مرتبط مانند جرم، مومنوم و انرژی را ذخیره می کند. در این روش معادلات دیفرانسیل پاره ای در مکانیک سیالات و انتقال گرما به صورت انتگرالی نوشته می شوند و برای تبدیل فرم انتگرالی به فرم معادلاتی جبری از توابع پیوسته تکه ای همجوار (خطی) یا درجه دوم) برای تقریب کمیت های مجهول مورد استفاده می گردد. معادلات حاکم با استفاده از حل دقیق کاملاً برقرار می گردند. اگر توابع

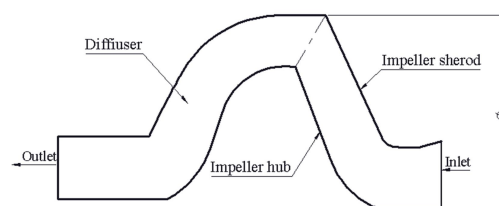
جدول ۱- مشخصات هندسی پمپ

تعداد پره ایمپلر	۶
تعداد پره دیفیوزر	۸
قطر ایمپلر	۱۰۱/۵mm
قطر شفت	۲۴/۵ mm
قطر چشمه	۵۰ mm
سرعت دورانی ایمپلر	۳۵۰۰ rpm
سرعت مخصوص پمپ	۳۱
عرض گذرگاه خروجی ایمپلر	۱۰ mm
زاویه میان هاب و شroud	۴/۲۵ Deg
زاویه خروجی پره	۳۷ deg

تمامی پارامترهای اشاره شده در جدول ۱ در شبیه سازی بدون تغییر خواهند ماند و تنها قطر ایمپلر و تعداد پره ایمپلر تغییر خواهند کرد و اثرات آن بر مشخصات عملکردی پمپ، بررسی خواهد شد. شکل ۲، مربوط به صفحه نصف النهاری یک طبقه از پمپ می باشد که صفحات هاب و شroud ایمپلر و همچنین پارامترهای بررسی شده در این تحقیق را معرفی می کند.



شکل ۱- هندسه سه بعدی ایمپلر مدل شده در نرم افزار Solidwork



شکل ۲- صفحه نصف النهاری یک طبقه از پمپ

۲-۲- معادلات حاکم و گسسته سازی

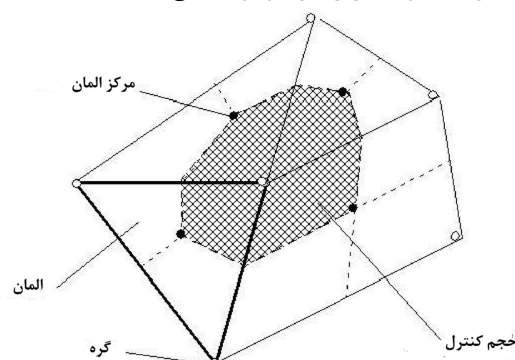
با توجه به فیزیک مسئله که حل جریان در توربوماشین می باشد و با توجه به استفاده از دو دستگاه مختصات ثابت و دوار برای مدل کردن حرکت ایمپلر و سایر نواحی حوزه حل، باید در معادلات مورد ناویر-استوکس، اثر عبارت های ناشی از دوران جریان شامل نیروهای کریولیس^۱ و گریز از مرکز را به کمک اضافه نمودن عبارت چشمه به

^۱ Finite Volume Method

^۲ Solid Work

^۳ Coriolis

تقریب تکه‌ای در معادلات جایگذاری شوند معادله دقیقاً برقرار نخواهد شد و یک باقیمانده برای اندازه‌گیری خطاها تعریف می‌شود. سپس باقیمانده‌ها (و در نتیجه خطاها) در برخی جهات توسط ضرب آنها در مجموعه‌ای از توابع وزنی و انتگرالی به حداقل می‌رسند. در نتیجه مجموعه‌ای از معادلات جبری برای ضرایب مجهول توابع تقریب بدست می‌آیند. **Error! Reference source not found.** ۳ نمایشی از یک شبکه‌بندی دوبعدی است. تمامی مقادیر قابل حل و مشخصات سیال در گره‌های شبکه ذخیره می‌شوند. حجم کنترل شامل ناحیه‌ی محدود شده توسط مرکزالمان‌ها و گوشه‌ها می‌باشد. [۱۶].



شکل ۳- شبکه بندی دو بعدی بهره گرفته شده در گسسته سازی معادلات

برای نشان دادن روش حجم محدود، فرم بقایی معادلات جرم، مومنوم و اسکالر به صورت مجزا در دستگاه مختصات دکارتی در معادلات (۸)، (۹)، (۱۰) آورده شده است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (10)$$

این معادلات روی هر حجم کنترل انتگرال‌گیری شده‌اند و قضیه گوس برای تبدیل انتگرال حجمی به انتگرال سطحی استفاده می‌شود. بیشتر تقریب‌های گسسته‌سازی در CFD تقریب سری‌های بسط معادلات پیوستگی است (مانند سری‌های تیلور). مرتبه‌ی دقت تقریب توسط بزرگترین توان ضریب جمله اندازه‌ی شبکه یا گام زمانی تعیین می‌شود. به طور کلی افزایش مرتبه دقت یک تقریب، موجب کاهش سریع‌تر خطا برحسب گام زمانی یا شبکه‌بندی می‌شود. در نرم افزار Ansys در بیشتر موارد از تقریب با دقت مرتبه دوم استفاده شده است. Ansys از یک حلگر کوپل شده استفاده می‌کند، که معادلات هیدرودینامیک (برای محاسبه u, v, w, p) را در یک دستگاه مجزا حل می‌کند. در نتیجه آن یک گسسته‌سازی کاملاً ضمنی برای تمامی معادلات در همه گام‌های زمانی استفاده می‌کند. برای مسائل پایا، رفتار گام زمانی مانند پارامتر سرعت است، تا به کمک آن حل تقریبی از فیزیک مسئله، بر اساس رفتار حل پایا به دست آید. اینکار منجر به کاهش تعداد تکرارهای حل برای همگرایی حل پایا می‌شود.

۲-۳- مدل سازی آشفتگی

در این تحقیق برای مدل‌سازی آشفتگی از مدل آشفتگی K- ω SST استفاده شده است. در این مدل ترکیبی، در نزدیکی دیواره‌ها از مدل آشفتگی K- ω استفاده می‌شود که بتواند جریان داخل لایه مرزی و ناحیه جدایش جریان روی پره را به خوبی مدل کند و همچنین در نواحی دورتر از دیواره از مدل K- ϵ استفاده شده است تا بتواند از مزایای هر دو مدل بهره گرفته شود. این مدل اولین بار با اصلاح جمله تولید انرژی در معادله انتقال انرژی جنبشی تولید شد [۱۷، ۱۸].

مدل K- ω SST بسیار شبیه به مدل استاندارد K- ω است ولی شامل یکسری بهینه‌سازی‌ها است، که در نتیجه باعث شده‌است که مدل K- ω SST برای دسته وسیعی از جریان‌ها، مانند جریان‌های حاوی گردان فشار معکوس، ایرفویل‌ها و موج شوک گذرا، نسبت به مدل K- ω استاندارد بسیار دقیق‌تر و مطمئن‌تر باشد. معادلات حاکم بر مسئله با استفاده از این مدل آشفتگی با تفصیل بیشتر در مرجع [۱۹] آورده شده است.

۲-۴- شرایط مرزی

سیستم مدنظر برای شبیه سازی جریان، در این تحقیق از چهار قسمت مجزا تشکیل شده که در شکل ۴ نشان داده شده است. اجزای پمپ بصورت لوله ورودی با طول گسترش یافته که مقدار گستردگی آن ۵ برابر قطر ایمپلر می‌باشد، لوله خروجی با طول گسترش یافته که مقدار گستردگی آن ۱۰ برابر قطر ایمپلر می‌باشد. گسترش طول لوله ورودی و خروجی به دلیل جلوگیری از پیدایش جریان‌های برگشتی و به دست آوردن جریان یکنواخت در خروجی پمپ و ورودی ایمپلر و در نتیجه کندی یا خطا در روند همگرایی محاسبات می‌باشد. شرایط مرزی ورودی و خروجی روی یک طبقه از پمپ شامل ایمپلر و دیفیوزر در جدول ۲ نشان داده شده است. همچنین شرایط اولیه حل، نوع سیال بکار رفته در شبیه‌سازی و مشخصات آن به همراه شرایط فیزیکی مسئله در جدول ۳ نشان داده شده است.

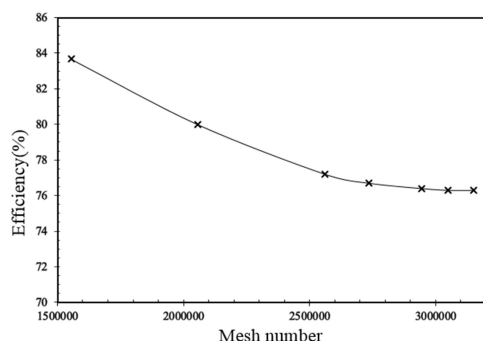


شکل ۴- مدل هندسی ایمپلر پمپ استفاده شده در شبیه سازی

۲-۵- شبکه بندی و استقلال حل از شبکه بندی

مجموعه کامل پمپ پس از مدل‌سازی، شبکه‌بندی می‌شود. به منظور مدل‌سازی بهتر لایه مرزی، در نزدیکی سطوح پره‌ها، از شبکه سازمان یافته استفاده شده است و در باقی فضاهای موجود به دلیل هندسه پیچیده و قرارگیری سلول‌ها به بهترین شکل ممکن در فضای موجود، از شبکه بی‌سازمان با المان‌های چهاروجهی استفاده شده است (شکل ۵). به جهت استفاده از مدل آشفتگی K- ω SST و شبیه‌سازی

برای اطمینان از استقلال نتایج بدست آمده از شبکه تولید شده، شبکه‌بندی با اندازه‌های مختلف در نظر گرفته شده و در نقطه طراحی پمپ^۱ مقدار راندمان بررسی شده است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهند که بهترین مقدار ممکن برای شبکه که کمترین زمان حل و کمترین مقدار خطا را از مقادیر تجربی [۲۱] به خود اختصاص می‌دهد دارای ۳۰۵۰۰۲۴ المان می‌باشد (شکل ۶).



شکل ۶- مطالعه استقلال حل از شبکه با پارامتر راندمان

۳- نتایج

به‌منظور تهیه دیاگرام عملکردی پمپ و تهیه الگوی جریان و اطمینان از دست‌یابی به الگوی صحیح، برای هفت مقدار مختلف از دبی در خروجی پمپ شبیه‌سازی انجام شد، و در نتیجه آن مقادیر هد و راندمان برای هر مورد محاسبه و بدست آمد، و با مقادیر تجربی استخراج شده از کاتالوگ شرکت سازنده پمپ مقایسه شده است. برای به‌دست آوردن منحنی هد-دبی در پمپ‌های گریز از مرکز در حالت پایا، تراکم‌ناپذیر و آشسته، مقادیر فشار کل در ورودی و خروجی هندسه شبیه‌سازی شده مشخص می‌شوند و با استفاده از معادله (۱۳) هد مربوطه محاسبه می‌شود.

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g} \quad (13)$$

همچنین راندمان پمپ‌های گریز از مرکز توسط رابطه (۱۴) محاسبه می‌گردد.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{elec} \times P_{in,elec}} \quad (14)$$

شبیه‌سازی پمپ در هفت نقطه عملکردی انجام شده است که به‌واسطه آن بتوان منحنی هد-دبی را به‌خوبی برآورد نمود (شکل ۷). برای پمپ مدنظر، بهترین نقطه عملکردی یا همان نقطه طراحی، در ۴۰۰۰ بشکه در روز می‌باشد.

دقیق لایه مرزی ضرورت دارد که مقدار پارامتر بی‌بعد Y^+ زیر ۱۰ باشد تا بتواند زیر لایه لزج را به‌خوبی مدل کند. روابط (۱۱) و (۱۲) مقادیر لازم برای محاسبه ارتفاع اولین سلول از دیواره به جهت بدست آوردن مقدار مناسب برای Y^+ را در اختیار قرار می‌دهد [۲۰]. در شبکه تولید شده مقدار این پارامتر در محدوده ۹ تا ۱۱ تغییر می‌کند و در نتیجه از قابلیت خوبی برخوردار می‌باشد.

$$Y^+ = \frac{\Delta y}{\theta} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (11)$$

$$\tau_w = \frac{\rho C_f U^2}{2} \quad (12)$$

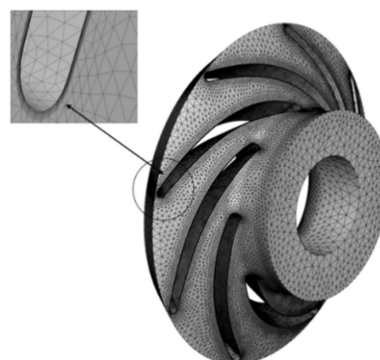
که در آن Δy فاصله اولین گره محاسباتی تا دیواره، θ و ρ لزجت و چگالی جریان، τ_w تنش برشی روی دیواره و C_f ضریب اصطکاک نامیده می‌شوند. با قرار دادن Y^+ برابر یک در معادله (۱۱) و سایر مشخصات هندسه و جریان، فاصله اولین گره تا دیواره بدست می‌آید. به‌منظور قرارگیری حداقل سه گره در محدوده کمتر از یک برای Y^+ ، فاصله بدست آمده تقسیم بر سه می‌شود. تعداد لایه‌های مرزی نیز ۱۵ عدد با ضریب رشد ۱/۱ انتخاب شده است.

جدول ۲- شرایط مرزی

ورودی ایمپلر	فشار کل و شدت آشفتگی ۵ درصد
دیواره‌های هاب و شroud ایمپلر	دیوار بدون لغزش با سرعت ۳۵۰۰ rpm
پره‌های ایمپلر	دیوار بدون لغزش با سرعت ۳۵۰۰ rpm
خروجی دیفیوزر	دبی جرمی (Kg/s)
دیواره‌های هاب و شroud دیفیوزر	دیوار بدون لغزش ثابت
پره‌های دیفیوزر	دیوار بدون لغزش ثابت

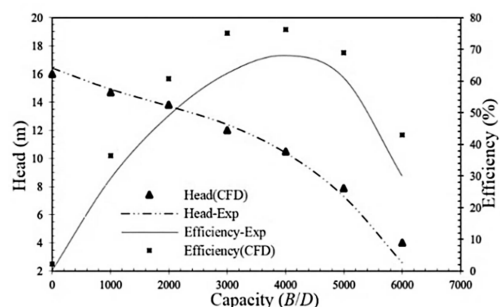
جدول ۳- شرایط مرزی

ورودی ایمپلر	فشار کل و شدت آشفتگی ۵ درصد
دیواره‌های هاب و شroud ایمپلر	دیوار بدون لغزش با سرعت ۳۵۰۰ rpm
پره‌های ایمپلر	دیوار بدون لغزش با سرعت ۳۵۰۰ rpm
خروجی دیفیوزر	دبی جرمی (Kg/s)
دیواره‌های هاب و شroud دیفیوزر	دیوار بدون لغزش ثابت
پره‌های دیفیوزر	دیوار بدون لغزش ثابت



شکل ۷- شبکه تولید شده در نرم‌افزار Ansys Meshing

^۱Best Efficiency Point(BEP)

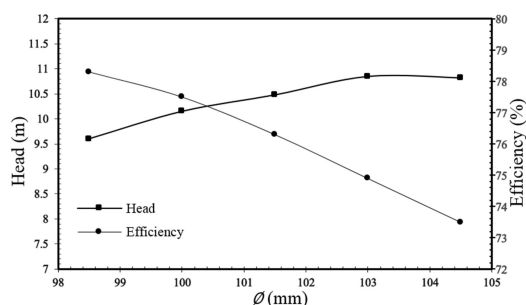


شکل ۷- دیاگرام عملکردی پمپ برای داده های تجربی و عددی

یکی از مهمترین و حساس ترین متغیرهای موجود در پمپ های گریز از مرکز، پارامتر هد می باشد که در این پژوهش میزان خطای آن در شبیه سازی نسبت به نتایج تجربی، کمتر از ۱٪ و برای راندمان ۸/۳٪ در بهترین نقطه عملکردی پمپ به دست آمده است که خود بیانگر روش صحیح و نتایج دقیق حاصل از حل عددی این پژوهش در مقایسه با نتایج تجربی است.

تفاوت قابل توجه بوجود آمده در میزان خطای بدست آمده در محاسبه هد و راندمان مربوط به این موضوع می باشد که در بدست آوردن راندمان نرم افزار CFX قادر به محاسبه اتلافات مکانیکی موجود میان اجزاء پمپ از قبیل اتلافات انرژی در یاتاقان ها و سایر قسمت ها نیست. به عبارت دیگر نرم افزار به میزان کمتری انرژی برای پمپاژ سیال تا ارتفاع هد محاسبه شده را نیاز دارد. از این رو میزان توان خروجی محاسبه شده پمپ بوسیله نرم افزار اندکی بزرگتر از میزان واقعی همراه با اتلافات می باشد که این منجر به بدست آمدن راندمانی بیشتر برای پمپ است.

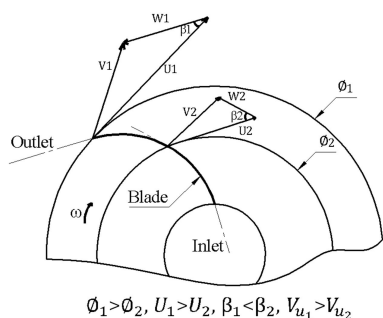
در تحقیق پیش رو، ابتدا به بررسی اثر قطر ایمپلر بر مشخصات عملکردی پمپ پرداخته شده است. برای انجام این امر، ابتدا به تولید هندسه با تغییر در متغیر یاد شده پرداخته شده است. سپس اثر پارامتر یاد شده در پنج مقدار متفاوت بررسی شده و مقادیر هد و راندمان در بهترین نقطه عملکردی پمپ بدست آمده است که در شکل ۹ می توان روند تغییرات را مشاهده کرد.



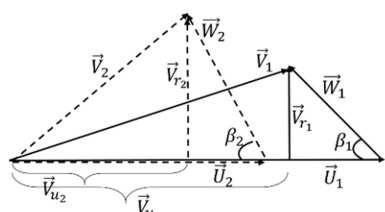
شکل ۸- اثر تغییر قطر ایمپلر بر مشخصات عملکردی پمپ در بهترین نقطه عملکردی

همانطور که از شکل ۸ مشخص است با کاهش قطر ایمپلر راندمان افزایش یافته و هد پمپ کاهش می یابد و با افزایش قطر، راندمان کاهش یافته و هد افزایش پیدا می کند. دلیل این پدیده را اینگونه می توان تشریح کرد که با کاهش قطر، سرعت محیطی نوک پره U .

کاهش یافته و زاویه خروجی پره افزایش می یابد، شکل ۹، که سبب کاهش گردابه های تولید شده در خروجی گذرگاه می شود، (شکل ۱۰). همچنین با ثابت ماندن دبی و کاهش سطح خروج سیال به واسطه کاهش قطر، باید مقدار سرعت در جهت شعاعی افزایش یابد تا معادله پیوستگی ارضا شود، که نتیجه آن، کاهش مقدار سرعت V_{u1} شده که همراه با کاهش مقادیر سرعت محیطی U ، این دو عامل مطابق با رابطه (۱۵) سبب کاهش هد تئوری می شوند.



شکل ۹- مثلث سرعت ها در خروجی ایمپلر با دو قطر متفاوت



شکل ۱۰- مثلث سرعت ها در خروجی ایمپلر با دو قطر متفاوت

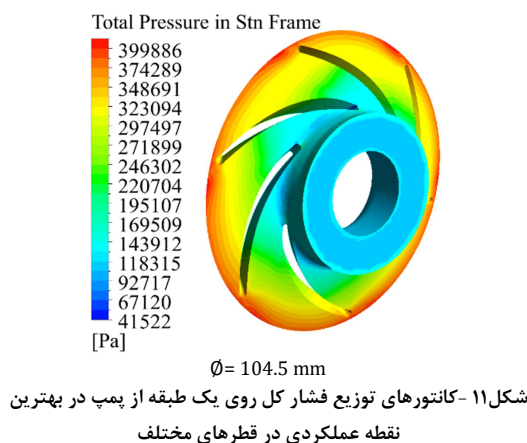
$$H_t = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g} \quad (15)$$

لازم به ذکر است، به دلیل اینکه در ورودی پمپ تغییری ایجاد نشده است، عبارت $U_1 V_{u1}$ مقدار ثابتی داشته و هد نظری تنها تابعی از مقادیر خروجی یعنی $U_2 V_{u2}$ می باشد که با کاهش این مقدار بواسطه کاهش قطر هد کاهش می یابد.

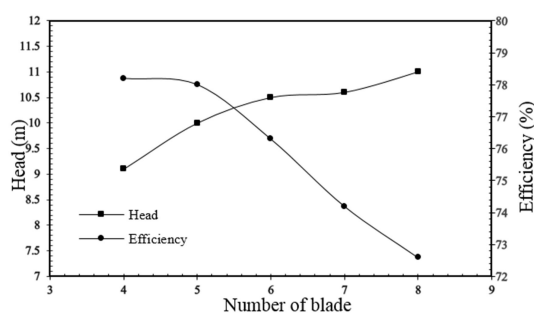
برای بررسی تغییرات راندمان با تغییرات قطر ایمپلر، مقادیر توان مصرفی پمپ با تغییرات قطر در جدول ۴ آورده شده است. این مقادیر نشان می دهند که مقدار توان مصرفی پمپ با کاهش قطر بواسطه کاهش ظرفیت پمپ و کاهش تلفات اصطکاکی به طور پیوسته کاهش می یابد و با افزایش قطر این تغییرات روند معکوس دارد.

جدول ۴- توان مصرفی پمپ با تغییر در قطر ایمپلر در بهترین نقطه

عملکردی	توان مصرفی (Watt)	قطر بیرونی ایمپلر (mm)
	۸۶۲	۹۸/۵
	۹۱۸	۱۰۰
	۹۶۱	۱۰۱/۵
	۱۰۱۳	۱۰۳
	۱۰۲۹	۱۰۴/۵



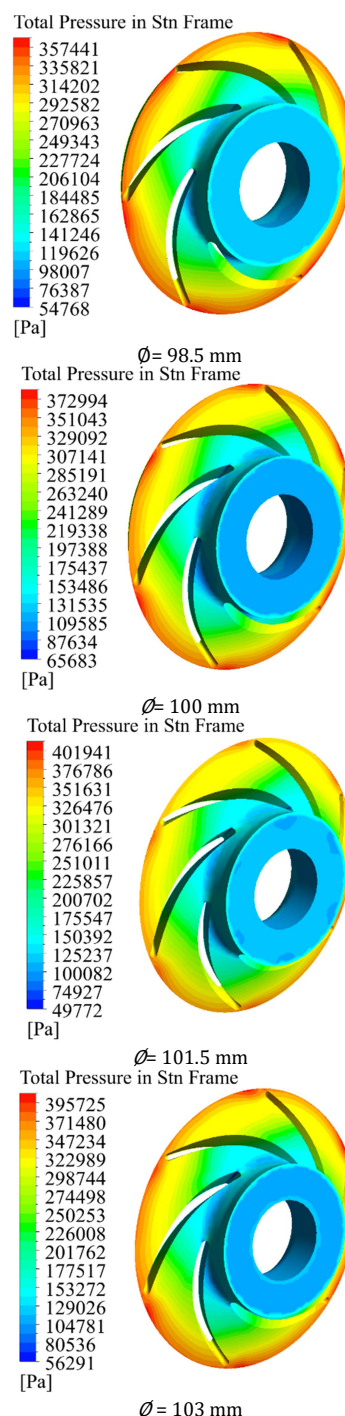
همانطور که از شکل ۱۱ مشخص است، با افزایش قطر ایمپلر به طور پیوسته هم فشار خروجی ایمپلر بالا می رود و هم فشار مکش و یا فشار ورودی کاهش می یابد که اختلاف میان این دو منجر به هد بالاتر با افزایش قطر می شود. همانطور که ذکر شد با افزایش قطر فشار خروجی افزایش می یابد، دلیل این موضوع افزایش سطح خروج سیال به واسطه افزایش قطر می باشد که در نتیجه آن و به دلیل ثابت ماندن نرخ دبی، باید سرعت خروجی یا همان V_f کاهش یافته که با کاهش سرعت و طبق معادله انرژی فشار افزایش می یابد. یکی از حساس ترین متغیرهای تاثیرگذار بر عملکرد یک پمپ گریز از مرکز، تعداد پره های بکار رفته در ایمپلر پمپ می باشد. در ادامه به بررسی اثر تعداد پره ایمپلر بر روی مشخصه های عملکردی پمپ مورد بررسی پرداخته شده است. برای انجام این کار، ابتدا هندسه های جدید با تغییر در پارامتر یاد شده ساخته می شوند. سپس با استفاده از شبیه سازی عددی، اثر پارامتر مورد نظر، در پنج مقدار متفاوت بررسی شده و مقادیر هد و راندمان در بهترین نقطه عملکردی پمپ برای هر تعداد پره محاسبه می شوند. در انتها، روند تغییرات مشخصه های عملکردی پمپ با تعداد پره رسم می شود (شکل ۱۲).



شکل ۱۲- اثر تغییر تعداد پره ایمپلر بر تغییرات هد و راندمان در بهترین نقطه عملکردی

با توجه به نتایج بدست آمده از شکل ۱۲ مشخص است که متغیرهای هد و راندمان نسبت به تغییرات تعداد پره ایمپلر رابطه معکوس با یکدیگر دارند. یعنی با افزایش تعداد پره، در بهترین نقطه عملکردی پمپ هد افزایش یافته و راندمان کاهش می یابد و کاهش تعداد پره، اثر عکس دارد.

در ادامه و برای بررسی بهتر الگوی جریان درون پمپ، در شکل ۱۱ کانتورهای توزیع فشار کل درون یک طبقه از پمپ با قطر ایمپلر متفاوت آورده شده است.



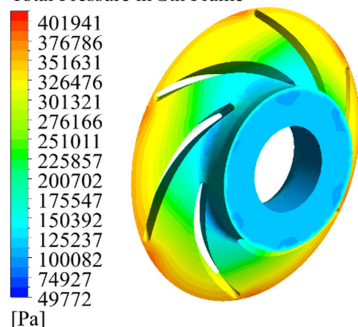
روند تغییرات پارامترهای هد و راندمان بر حسب تغییر تعداد پره ایملپر مبتنی بر این اصل می‌باشد که با افزایش تعداد پره سطوح انتقال انرژی به سیال افزایش یافته و انرژی بیشتری به سیال وارد شده و باعث افزایش هد پمپ می‌شود اما در عوض پمپ انرژی بیشتری نیز باید دریافت کند، (جدول ۴). همچنین به دلیل افزایش سطح تماس سیال با پمپ، با افزایش تعداد پره، تلفات اصطکاکی افزایش می‌یابد، که این موارد منجر به کاهش راندمان پمپ می‌شود. در جدول ۵ مقادیر توان مصرفی پمپ بر حسب تعداد پره ایملپر برای یک طبقه از پمپ آورده شده است که نشان می‌دهد که با افزایش تعداد پره، توان مصرفی پمپ به واسطه افزایش اصطکاک میان سیال و سطوح پره به‌طور پیوسته افزایش می‌یابد. در ادامه و برای بررسی بهتر الگوی جریان درون پمپ، در شکل ۱۳ کانتورهای توزیع فشار کل درون ایملپر با تعداد پره متفاوت آورده شده است.

جدول ۵- توان مصرفی پمپ با تغییر در تعداد پره ایملپر در بهترین

نقطه عملکردی

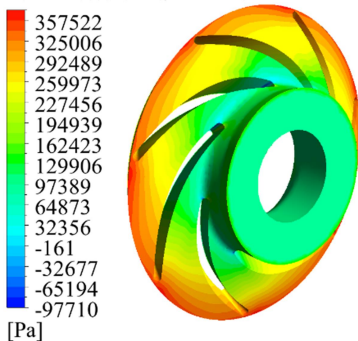
توان مصرفی (Watt)	تعداد پره ایملپر
۷۲۷	۴
۹۰۳	۵
۹۶۱	۶
۹۹۸	۷
۱۰۵۷	۸

Total Pressure in Stn Frame



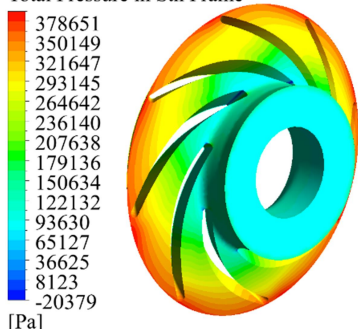
Z= 6

Total Pressure in Stn Frame



Z= 7

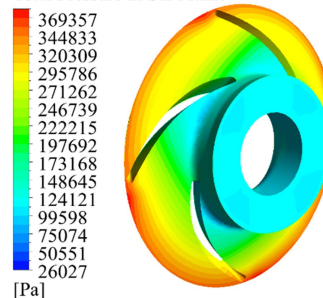
Total Pressure in Stn Frame



Z=8

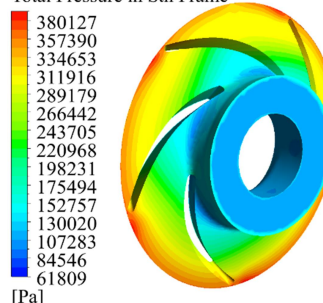
شکل ۱۳- کانتورهای توزیع فشار کل درون ایملپر با تغییر در تعداد پره در بهترین نقطه عملکردی پمپ

Total Pressure in Stn Frame

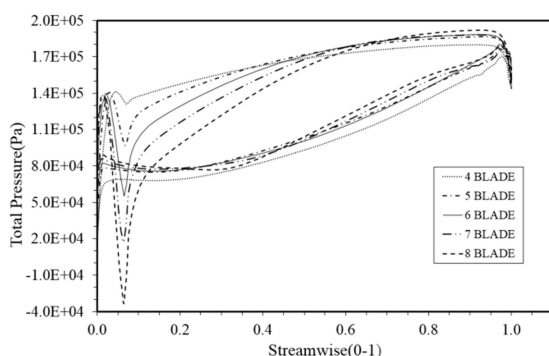


Z= 4

Total Pressure in Stn Frame



Z= 5



شکل ۱۴- توزیع فشار کل روی پره ایملپر در تعداد پره‌های مختلف در ۵۰٪ اسپن پره و بهترین نقطه عملکردی پمپ

هندسه اصلی پمپ یعنی ۶ می‌باشد که در این حالت توازن خوبی میان هد و راندمان برقرار شد.

(۶) با بررسی کانتورهای فشار رسم شده بواسطه تغییرات تعداد پره ایمپلر مشخص شد با افزایش تعداد پره‌های ایمپلر، احتمال وقوع کاویتاسیون نسبت به حالات دیگر افزایش می‌یابد.

(۷) توزیع فشار روی پره‌های ایمپلر نشان داد که با افزایش تعداد پره، پره‌ها در محدوده فشار بالاتری نسبت به سایر حالات فعالیت می‌کنند.

۵- نمادها

D	روز (s)
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
H	هد پمپ (m)
P	فشار کل (Pa)
Q	دبی پمپ (m^3s^{-1})
r	بردار موقعیت (m)
U	سرعت محیطی (ms^{-1})
v	سرعت مطلق (ms^{-1})
w	سرعت نسبی (ms^{-1})
X	دستگاه مختصات
sst	مدل انتقال تنش برشی
Z	تعداد پره

علائم یونانی

γ	وزن مخصوص (Nm^{-3})
β	زاویه خروجی پره
ζ	فاصله میان صفحات هاب و شroud
η	راندمان
$\emptyset$	قطر ایمپلر
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
Ω	سرعت دورانی (rpm)

زیر نویس‌ها

1	مشخصات جریان در ورودی
2	مشخصات جریان در خروجی
i	مولفه یک‌ه برداری در جهت x
j	مولفه یک‌ه برداری در جهت y
r	مولفه یک‌ه برداری در جهت شعاع
u	مولفه یک‌ه برداری در جهت عمود بر شعاع
In	ورودی
out	خروجی
elec	الکتریکی

۶- مراجع

- [1] Takacs G., *Electrical Submersible Pump Manual, Design, Operations and Maintenance*: Access Online Via Elsevier 2009, <http://www.glossary.connect.slb.com>

همانطور که در شکل ۱۳ مشخص است بیشترین فشار در ایمپلر با تعداد پره ۶ رخ داده است (یعنی همان تعداد پره موجود در هندسه اصلی) و بیشترین مساحت منطقه پر فشار روی سطح پره در هندسه‌ای با تعداد پره ۸ رخ داده است، یعنی پره‌های ایمپلر توانسته‌اند انرژی بیشتر و فشار بیشتری به سیال وارد کنند، (شکل ۱۴). نکته قابل توجه دیگر در بررسی جریان درون پمپ‌های گریز از مرکز، امکان سنجی بروز کاویتاسیون به عنوان یک پدیده مخرب روی سطح پره می‌باشد. از آنجایی که فشار بخار آب در دمای ۲۵ درجه سلسیوس ۳۲۰۰ پاسکال می‌باشد، مطابق با شکل ۱۳ تنها در ایمپلرهایی با تعداد پره ۷ و ۸ امکان وقوع کاویتاسیون، آن‌هم در لبه ورودی پره می‌باشد و در هندسه اصلی که ۶ پره دارد این پدیده بوجود نخواهد آمد، پس در انتها می‌توان فهمید با افزایش تعداد پره، علاوه بر افزایش هد پمپ، احتمال وقوع کاویتاسیون نیز روی مجموعه پره‌های ایمپلر افزایش می‌یابد که دور از خواسته طراح می‌باشد.

۴- نتیجه‌گیری

در این تحقیق به مطالعه عددی و شبیه‌سازی جریان درون ایمپلر یک طبقه از پمپ گریز از مرکز ESP با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در بهترین نقطه کارکرد پمپ با تغییر در قطر ایمپلر و تغییر در تعداد پره ایمپلر پرداخته شد. نتایج حاصل از پژوهش به‌صورت زیر می‌باشند:

- (۱) نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی، مطابقت قابل قبولی با نتایج تجربی از خود نشان داد. این امر بیانگر آن است که روش‌های عددی وسیله مناسبی برای تحلیل توربوماشین‌ها می‌باشند و باعث صرفه‌جویی در وقت و هزینه نسبت به روش‌های تجربی می‌شوند.
- (۲) با تغییر در قطر ایمپلر و افزایش آن، پارامتر هد سیر صعودی داشته و راندمان کاهش یافت، این تغییرات با کاهش قطر روند معکوس داشتند. تغییر پارامتر مورد بررسی تا جایی انجام شد که هندسه سایر نواحی پمپ دست‌خوش تغییر نشوند.
- (۳) با کاهش قطر ایمپلر زاویه خروجی پره افزایش یافته و سرعت شعاعی جریان بواسطه کاهش سطح خروج سیال و ثابت ماندن دبی افزایش می‌یابد. همچنین سرعت مماسی و محیطی که باعث تغییر در هد پمپ می‌شوند کاهش می‌یابد. در نتیجه با کاهش قطر پمپ، هد پمپ کاهش می‌یابد.

(۴) مطابق با نتایج بدست آمده مشخص گردید پره ایمپلر به عنوان مهمترین قسمت یک پمپ گریز از مرکز نقش به‌سزایی در تعیین مشخصه‌های عملکردی پمپ دارد، و تغییر در آن، اثرات کاملاً محسوسی بر عملکرد پمپ می‌گذارد.

(۵) با تغییر در تعداد پره ایمپلر متغیرهای هد و راندمان نسبت به تغییرات تعداد پره ایمپلر رابطه معکوس با یکدیگر از خود نشان دادند، یعنی با افزایش تعداد پره، در بهترین نقطه عملکردی پمپ به دلیل افزایش سطح تماس و انتقال انرژی بیشتر به سیال هد افزایش یافته و به دلیل افزایش تلفات اصطکاکی و افزایش توان مصرفی پمپ راندمان کاهش یافت و با کاهش تعداد پره این روند معکوس می‌شود. از این‌رو بهترین تعداد پره همان تعداد پره‌های

- [2] Gugau M., Transient impeller volute interaction in a centrifugal pump, *Jg TurboMachine and Fluidantribstechnik*, Vol. 30, No. 6, pp. 42-47, 2003.
- [3] Zhou W., Zhao Z., lee T. S., Winoto S. H., Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics, *The International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 9, No. 5, pp. 49-61, 2003.
- [4] Gölcü M., Pancar Y., Sekmen Y., Energy saving in a deep well pump with splitter blade, *Energy Conversation and Management*, Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.
- [5] Chea K., Lee T. S., Winoto S. H., Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off design condition, *The International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 35, No. 10, pp. 98-105, 2007.
- [6] Zoljanahi M. A., Zirak S., Numerical simulation of fluid flow in a centrifugal pump at design point and off-design condition, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 88-98, 2016.
- [7] Bacharouds E. C., Filios A. E., Mentzos M. D., Margaris D. P., Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle, *The Open Mechanics Engineering Journal*, Vol. 2, No. 1, pp. 75-83, 2008.
- [8] Nataraj M., Ragoth singh R., Analyzing pump impeller for performance evaluation using RSM and CFD, *Desalination and water Treatment*, Vol. 52, No. 34-36, pp. 6822-6831, 2014.
- [9] Maitelli C. W. S., Bezarra V. M., Mata W., Simulation of flow in a centrifugal pump of esp system using computational fluid dynamics, *Brazilian Journal of Petroleum and Gas*, Vol. 4, No. 1, pp. 1-9, 2010.
- [10] Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M., Najafi A. F., Effect of volute curvature on performance of low specific-speed centrifugal pump at design and off design condition, *Journal of Turbo machinery*, Vol. 137, No. 4, pp. 9-19, 2015.
- [11] Walk A., Hydraulic efficiencies of impeller and pump obtained by means of theoretical calculations and laboratory measurement for high speed impeller pump with open flow impeller with radial blades, *The International Journal of Machines*, Vol. 4, No. 2, pp. 35-41, 2010.
- [12] Shojaeefard M. H., Tahani M., Ehghaghi M. B., Numerical study of the effects of some geometries characteristic of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, Vol. 60, No. 1, pp. 61-70, 2012.
- [13] 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.
- [14] Ehghaghi M. B., Kuzegar Ghayasi K., Vajdi M., Study of the Effect of Blade Numbers on Centrifugal Pump Performance, *Journal of Mechanical engineering of Tabriz University*, Vol. 48, No. 4, pp. 36-49, 2018.
- [15] Anagnostopoulos S. J., A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers, *Computer & Fluids*, Vol. 38, p. 284-289, 2009.
- [16] Shojaeefard M. H., Tahani M., Khalkhali A., Ehghaghi M. B., 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.
- [17] Menter F. R., Two-Equations Eddy-Viscosity Turbulence Models For Engineering Applications, Vol. 32, No. 3, pp. 605-620, 1994.
- [18] Behery E. I., Hamed S. M., Comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planar asymmetric diffuser, *Compute Fluids*, Vol. 1, No. 44, pp. 48-57, 2011.
- [19] Shojaeefard M. H., Tahani M., Ehghaghi M. B., Fallah H., Beglari M., Numerical and Experimental Investigation of Impeller Geometry Effect on The Centrifugal Pump Performance during Oil Pumping, *Journal of Mechanical Eng.*, Vol. 14, No. 1, S.N 63, 2012.
- [20] White F.M., *Fluid Mechanics*, 7th edition, New York: McGraw-Hill, 1994.
- [21] REDA *Electric Submersible Pump Technology*, ESP Catalogue, pp. 208-209, 2007.