مجله مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1396، دوره 17، شماره 6، ص‌ص 149-156

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

مطالعه عددی تاثیر فاصله و زاویه میان هاب و شرود در گذرگاه خروجی ایمپلر یک طبقه از پمپ ESP

مهدی حسینی پرست[1]، بهزاد قدیری دهکردی[2*]،صالح فلاح [3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا, دانشگاه تربیت مدرس, تهران

2- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا, دانشگاه تربیت مدرس, تهران

* تهران، صندوق پستی 143-14115، ghadirib@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 01 اسفند 1395

پذیرش: 12 اردیبهشت 1396

ارائه در سایت: 13 خرداد 1396

کلید واژگان:

پمپ ای.اس.پی.

پمپ نفتی

ایمپلر

هد

راندمان

چکیده

استفاده از پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع نفتی کاربرد فراوان و نقشی حیاتی دارند. از این رو بهینه‌سازی پمپ‌های گریز از مرکز مورد استفاده در صنایع نفتی از اهمیت بالایی برخوردار است. در این مقاله جریان سه‌بعدی در پمپ گریز از مرکز ESP شبیه‌سازی عددی شده و اثر فاصله و زاویه میان هاب و شرود در کانال خروجی ایمپلر پمپ بر عملکرد آن ارزیابی شده است. هدف از این مقاله بررسی اثر تغییرات هندسی ایمپلر بر عملکرد و الگوی جریان درون یک طبقه از پمپ می‌باشد. مدل ارائه شده در این مقاله یک پمپ گریز از مرکز با سرعت دورانی 3500 دور بر دقیقه با شش پره برای ایمپلر و هشت پره برای دیفیوزر می‌باشد. این تحقیق با استفاده از نرم‌افزار سی.اف.ایکس انجام شده‌است. برای مدل‌سازی حرکت ایمپلر و دیفیوزر از روش قاب‌های مرجع چندگانه و برای ارتباط میان آن‌ها از رابط روتور ایستا بهره گرفته شد. همچنین با بکارگیری مدل آشفتگی کا امگا اس.اس.تی شبیه‌سازی انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارد. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش زاویه میان هاب و شرود به میزان 8.25 درجه، مقادیر هد و راندمان در پمپ افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان دادند که مقدار بهینه فاصله میان هاب و شرود با هدف بیشینه شدن هم‌زمان هد و راندمان، 1 میلیمتر می‌باشد. تغییر هم‌زمان دو پارامتر یک طبقه از پمپ باعث افزایش هد به میزان 7.6٪ و افزایش راندمان 1.65٪ شد، این تغییرات بیشتر به واسطه کاهش ناحیه جدایش جریان روی پره‌های دیفیوزر رخ داده است.

Numerical study of the effect of angle and distance between hub and shroud at the output passage of impeller on one stage of ESP pump

Mehdi Hoseiniparast, Behzad Ghadiri Dehkordi*, Saleh Fallah

Department of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, ghadirib@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 19 February 2017
Accepted 13 May 2017
Available Online 03 June 2017

Keywords:
ESP Pump
Oil pump
Impeller
Head
Efficiency

ABSTRACT

The centrifugal pumps are widely used in the oil industry and play a vital role. Thus, performance optimization is very important in the centrifugal pumps. In this paper, 3-D flow of centrifugal ESP pump has been numerically simulated. This study aimed to investigate the geometrical variation effect on the performance and flow pattern inside one stage of the pump. For this purpose, the effect of distance and angle between hub and shroud at passage outlet of impeller on pump performance has been assessed. The presented model is centrifugal pump with 3500 rpm with six blades for impeller and eight blades for diffuser. The ANSYS-CFX software has been used in this investigation. Frozen rotor is used in order to model the impeller and diffuser, movement of the multi reference frame and for interconnection of them. Furthermore, the K-ω sst turbulence model is applied. The results of simulation are well-adapted with experimental results. The result of this study demonstrated that by increasing 8.25 degree of the angle between hub and shroud, the amount of head and efficiency rise up in the pump. It also shows the optimum distance between hub and shroud by considering the goal of simultaneous maximizing of head and efficiency is 1 mm. Variation of two parameters of one stage of pump, simultaneously, causes the head to increase by 7.6% and efficiency by 1.65%. These variations have occurred due to the separation region of flow decrease on the surface of the diffuser blades.

1- مقدمه

استفاده از پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع مختلف کاربرد فراوان دارند. یکی از حوزه‌هایی که پمپ‌های گریز از مرکز در آن نقش حیاتی ایفا می‌کنند صنایع نفت، پتروشیمی و پالایشگاهی می‌باشد. به تدریج و با گذشت زمان از عمر بهره‌برداری از ذخایر یک چاه نفت، فشار مخزن آن کاهش می‌یابد و همین افت فشار باعث کاهش چشم‌گیر در استخراج نفت از چاه می‌گردد. لذا جهت افزایش یا ثابت نگه‌داشتن تولید در صنایع پایین دستی نفت و در استخراج نفت خام از چاه‌های مرده از روش‌های متنوعی استفاده می‌شود که

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Hoseiniparast, B. Ghadiri Dehkordi, S. Fallah, Numerical study of the effect of angle and distance between hub and shroud at the output passage of impeller on one stage of ESP pump, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 149-156, 2017 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]

به روش‌های فرازآوری مصنوعی معروف هستند. یکی از مهم‌ترین این روش‌ها، استفاده از پمپ‌های غوطه‌ور الکتریکی[1] است. روش‌های فرازآوری مصنوعی در دنیا به شدت در حال گسترش هستند به‌طوری‌که بنابر اظهارنظر انجمن تولید کنندگان نفت[2] بیش از هشتاد درصد چاه‌های نفت در دنیا به نوعی از روش‌های فرازآوری مصنوعی استفاده می‌کنند و 15 تا 20 درصد چاه‌های دنیا از سیستم ای.اس.پی.ها استفاده می‌کنند [1]. در ایران بنابر مطالعات انجام شده حدود 15 درصد از چاه‌های موجود گزینه مناسبی برای استفاده از سیستم ای.اس.پی. جهت استخراج نفت می‌باشند. این پمپ‌ها به‌دلیل راندمان بالا و قابلیت استفاده در چاه‌های فراساحلی و همچنین هزینه پایین‌تر جهت استحصال نفت نسبت به روش‌های دیگر مزیت دارند. این پمپ از نوع پمپ‌های گریز از مرکز با ایمپلر و دیفیوزر شعاعی پره‌دار در یک طبقه از پمپ می‌باشند و بسته به نوع چاه و افت فشار کلی، تعداد طبقات استفاده شده در این پمپ مشخص می‌شوند.

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

گوگایو [2] تحقیقی را با استفاده از شبیه‌سازی جریان در یک پمپ گریز از مرکز با سیال عامل آب انجام داد. وی با استفاده از نتایج، توانست تعداد بهینه پره‌های ایمپلر را به‌دست آورده و عملکرد پمپ را بهینه کند. ویدورت زو و همکارانش [3] جریان آب را در یک پمپ گریز از مرکز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی کردند. گولجو و همکاران [4] 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 تامین هد و دبی موردنظر طراحی شد. آن‌ها علاوه بر تحقیق بر عملکرد پره جداکننده، تاثیر تعداد پره‌های ایمپلر را نیز بررسی کردند. بنابراین، ایمپلرهایی با 5، 6 و7 پره ساخته و به آن‌ها پره‌های 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 [5] شبیه‌سازی عددی پمپ گریز از مرکز با 6 پره را که سیال آب را پمپ می‌کرد، بررسی کرد. وی از مدل آشفتگی کا-اپسیلن در شبیه‌سازی خود استفاده کرد و توانست الگوی جریان در نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی پمپ را به‌دست آورد. ذوالجناحی و زیرک [6] 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 آشفتگی در ایمپلر پمپ برای نفت خام به مراتب کمتر از آب می‌باشد. بچارودیس و همکارانش [7] الگوی جریان و توزیع فشار را در گذرگاه پره با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیش بینی کردند و در نتیجه دیاگرام هد-دبی را با نتایج تجربی مقایسه کردند که از تطابق قابل قبولی برخوردار بود. آن‌ها در شبیه‌سازی خود به بررسی اثر زاویه خروجی پره بر الگوی جریان و عملکرد پمپ پرداختند و توانستند با تغییر زاویه خروجی از 20 به 50 درجه، هد تولیدی پمپ را 6 درصد افزایش دهند. کلیموسکی [8] به بررسی محدوده موثر برای زاویه خروجی پره ایمپلر در پمپ‌های گریز از مرکز پرداخت و نشان داد استفاده از زاویه خروجی مناسب پره باعث کاهش تلفات هیدرولیکی در دیفیوزر شده و درنهایت راندمان پمپ افزایش می‌یابد. ماتیلی و همکاران [9] به بررسی اثرات قطر ایمپلر و دیفیوزر در یک طبقه از پمپ ای.اس.پی پرداختند. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس، جریان در سه حالت مختلف از پمپ، ایمپلر به تنهایی، ایمپلر و دیفیوزر با هندسه اصلی و ایمپلر و دیفیوزر با افزایش قطر 4 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. احقاقی و وجدی [10] به بررسی اثر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز بصورت تجربی و عددی پرداختند. آن‌ها با بهره‌گیری از نرم‌افزار سی.اف.ایکس و استفاده از مدل آشفتگی کا امگا اس.اس.تی شبیه‌سازی خود را انجام داده و دریافتند که تاثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ با طول پره جداکننده رابطه مستقیم دارد. والک [11] 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 [12] 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. ایشان با استفاده از روش قاب‌های مرجع چندگانه[1] و با استفاده از مدل آشفتگی کا امگا اس.اس.تی. مدل خود را بررسی کردند و دلیل بهبود عملکرد را کاهش تلفات ناشی از تولید گردابه‌ها در عرض عبوری کانال و خروجی ایمپلر اعلام کردند. لی [13] در راستای ارتقاء عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز که سیال با ویسکوزیته بالا را پمپ می‌کردند به بررسی تاثیر میزان قطر ایمپلر بر عملکرد پمپ پرداخت. وی، آزمایش‌های مختلفی را با ایمپلرهایی با قطرهای متفاوت انجام داد و 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.

همان‌طور که ملاحظه می‌گردد در بیشتر تحقیقات صورت گرفته در گذشته سعی بر بالابردن 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 ای.اس.پی. به‌منظور استفاده از نتایج آن در مهندسی معکوس و ساخت پمپ موردنظر می‌باشد. همچنین تغییر در هندسه اولیه ایمپلر با تغییر در پارامترهای مربوط به هاب و شرود ایمپلر و بدون هیچ تغییری در هندسه پره به منظور بهبود در راندمان پمپ بررسی شده است. اساس کار این تحقیق شبیه‌سازی عددی با استفاده از روش حجم محدود[2] بوده و برای این کار از نرم‌افزار سی.اف.ایکس استفاده شده است.

2- مشخصات پمپ مدل

همان‌طور که اشاره شد، پمپ مدنظر برای شبیه‌سازی جریان، از سری محصولات کارخانجات شلم برژر[3] با مدل GN-4000 می‌باشد. هندسه پمپ در نرم‌افزار سالیدورک[4] مدل شده و یک طبقه از آن در "شکل 1" نشان داده شده است. یک طبقه از پمپ شامل یک ایمپلر با شش پره و یک دیفیوزر شعاعی با هشت پره می‌باشد. قطر ایمپلر 101.5 میلی‌متر و زاویه خروجی پره در آن از 37 درجه در پایین پره و روی هاب تا 35.3 درجه در بالای پره و روی شرود ایمپلر متغیر است. عرض گذرگاه خروجی ایمپلر 10میلی‌متر و زاویه میان هاب و شرود 4.25 درجه می‌باشد. پمپ موردنظر با سرعت دورانی

[1] Electrical Submersible Pump(ESP)
[2] Society of Petroleum Engineers

[1] Multi Reference Frame (MRF)
[2] Finite Volume Method
[3] Schlumberger
[4] Solid Work

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]

3500 دور بر دقیقه دوران می‌کند. تمامی پارامترهای اشاره شده در بالا در شبیه‌سازی بدون تغییر خواهند ماند و تنها فاصله و زاویه میان هاب و شرود تغییر خواهد کرد. "شکل 2"، مربوط به صفحه نصف‌النهاری یک طبقه از پمپ می‌باشد که صفحات هاب و شرود ایمپلر و همچنین پارامترهای بررسی شده در این تحقیق را معرفی می‌کند.

3- گسسته‌سازی معادلات

برای تحلیل جریان درون پمپ گریز از مرکز معادلات حاکم بر حرکت سیال عبارتند از معادله پیوستگی و بقاء مومنتوم که هریک به نوبه خود باید گسسته‌سازی و حل گردند. به‌دلیل حرکت چرخشی ایمپلر می‌بایست شتاب کوریولیس و نیروی گریز از مرکز نیز به‌صورت ترم چشمه به معادله حرکت اضافه گردند. معادله پایستگی جرم برای سیال تراکم‌ناپذیر در جریان پایا عبارت است از:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

معادله بقاء مومنتوم نیز به‌صورت زیر برای پمپ گریز از مرکز با فرض جریان غیرقابل تراکم و پایا ارائه می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j}\left[-\mu\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)-\overline{\rho \acute{u}_i \acute{u}_j}\right] - \rho\left[2\vec{\Omega}\times\vec{u}+\vec{\Omega}\times\vec{\Omega}\times\vec{r}\right] \tag{2}$$

معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود گسسته شده و حل خواهند شد. به‌دلیل این که پمپ‌های گریز از مرکز به همراه دیفیوزر از دو قسمت چرخان و ثابت تشکیل شده‌اند، باید از مرجع چرخان استفاده کرد که در این صورت جریان در ایمپلر پایا و در دیفیوزر ناپایا خواهد شد و یا از مرجع ثابت استفاده کرد که در این صورت جریان در ایمپلر ناپایا و در دیفیوزر پایا خواهد بود. استفاده از تکنیک قاب‌های مرجع چندگانه می‌تواند کمک قابل توجهی

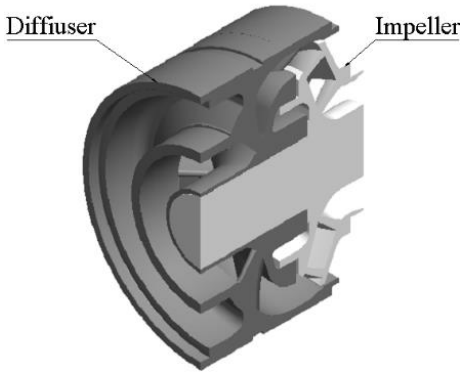


Fig. 1 3D geometry of one stage of pump modeled in Solid work

شکل 1 هندسه سه بعدی یک طبقه از پمپ مدل شده در نرم‌افزار سالیدورک

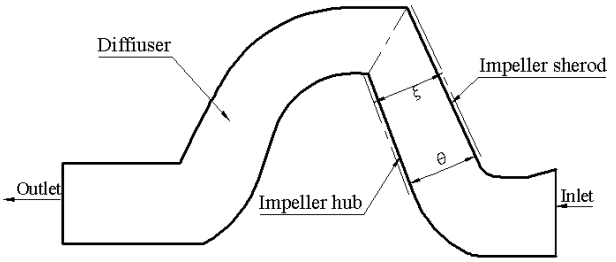


Fig.2 Meridional view of one stage of pump

شکل2 صفحه نصف‌النهاری یک طبقه از پمپ

در کاهش زمان حل با بهره‌گیری از کوپل کردن مرجع ثابت و چرخان به یکدیگر نماید. بدین روش که با قرار دادن ایمپلر در مرجع چرخان و دیفیوزر در مرجع ثابت و ارتباط این دو با رتور ایستا[1]، ارتباط رتور و استاتور برقرار خواهد شد. نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس برای حل معادلات، آن‌ها را با روش حجم محدود گسسته می‌نماید، اما برای تحلیل هندسه و المآن‌ها از روش المان محدود استفاده می‌کند، لذا المآن‌ها 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 شود [14].

4- مدل‌سازی آشفتگی

یکی از مشکلات عمده در مدل‌سازی جریان‌های آشفته، بخصوص در توربوماشین‌ها پیش‌بینی دقیق جدایش جریان از روی سطح پره می‌باشد. زیرا جدایش جریان از روی سطح پره باعث پدیده واماندگی[2] و در نتیجه عدم کارایی پره طبق محاسبات طراحی می‌شود. مدل‌هایی مانند کا-اپسیلن غالباً در پیش‌بینی نقطه شروع و مقدار ناحیه جدایش جریان در حضور گرادیان فشار نامطلوب دچار خطا می‌شوند. از این رو استفاده از مدل کا-امگا که یک مدل دو معادله ای است و توانایی مدل‌سازی جریان در نزدیکی مرزهای جامد و بخصوص مدل‌سازی جریان در زیر لایه لزج را دارد در این گونه از مسائل رواج پیدا کرده است.مزیت این روش بهبود محاسبات در نزدیکی دیواره برای اعداد رینولدز پایین است. به‌علاوه، این مدل فاقد تابع میراکننده غیرخطی پیچیده در نزدیکی دیواره می‌باشد، بنابراین دقت و پایداری بالاتری خواهد داشت. در اعداد رینولدز پایین مدل کا-اپسیلن در نزدیکی دیواره به شبکه‌ای با کیفیت $Y^+ < 0.2$ نیاز دارد حال آن‌که مدل کا-امگا می‌تواند همان نتایج را باشبکه‌ای با کیفیت $Y^+ < 2$ در نزدیکی دیواره ایجاد کند. در بسیاری از جریان‌های صنعتی حتی $Y^+ < 2$ نیز نمی‌تواند تضمین کننده جواب‌های دقیق باشد و به همین دلیل یک تابع بهبود رفتار نیز برای نواحی نزدیک دیواره به‌صورت ذاتی در این مدل ایجاد شده است. در این تحقیق برای مدل‌سازی آشفتگی از مدل آشفتگی کا-امگا اس.اس.تی استفاده شده است. در این مدل ترکیبی، در نزدیکی دیواره‌ها از مدل آشفتگی کا-امگا 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 کا-اپسیلن استفاده شده است تا بتواند از مزایای هر دو مدل بهره گرفته شود. این مدل اولین بار با اصلاح ترم تولید انرژی در معادله انتقال انرژی جنبشی تولید شد [15, 16].

5- شرایط مرزی و خواص فیزیکی سیال عامل

سیستم مدنظر برای شبیه سازی جریان، در این تحقیق از چهار قسمت مجزا تشکیل شده که در "شکل 3" نشان داده شده است. اجزای پمپ بصورت لوله ورودی با طول گسترش یافته که مقدار گستردگی آن 5 برابر قطر ایمپلر می‌باشد، لوله خروجی با طول گسترش یافته که مقدار گستردگی آن 10 برابر قطر ایمپلر می‌باشد (گسترش طول لوله ورودی و خروجی به‌دلیل جلوگیری از پیدایش جریان‌های برگشتی و به‌دست آوردن جریان یکنواخت در خروجی پمپ و ورودی ایمپلر و در نتیجه کندی یا خطا در روند همگرایی محاسبات می‌باشد). شرط مرزی ورودی با فشار کل و شدت آشفتگی 5 درصد تنظیم شده و در خروجی از شرط مرزی نرخ دبی جرمی در هفت مقدار مختلف

[1] Frozen Rotor
[2] Stall

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]

استفاده شده است. تمامی سطوح و پره های ایمپلر با شرط دیوار بدون لغزش با سرعت 3500 rpm و تمامی سطوح و پره‌های دیفیوزر با شرط دیوار بدون لغزش ثابت در نظر گرفته شده‌اند. سیال به‌کار رفته در این شبیه‌سازی، آب با چگالی $998\ Kg/m^3$ و ویسکوزیته سینماتیکی $1\ mm^2/s$ در دمای 25 درجه سلسیوس فرض شده است.

6- شبکه‌بندی و استقلال حل از شبکه

مجموعه کامل پمپ پس از مدل‌سازی، شبکه‌بندی می‌شود. به‌منظور مدل‌سازی بهتر لایه مرزی، در نزدیکی سطوح پره‌ها، از شبکه سازمان یافته استفاده شده است و در باقی فضاهای موجود به‌دلیل هندسه پیچیده و قرارگیری سلول‌ها به بهترین شکل ممکن در فضای موجود، از شبکه بی‌سازمان با المآن‌های چهاروجهی استفاده شده است (شکل4). جهت تولید شبکه از نرم‌افزار مش‌زنی انسیس که از ماژول‌های نرم‌افزار آی‌سی‌ای‌ام استفاده می‌کند، بهره گرفته شده است. به جهت استفاده از مدل آشفتگی کا-امگا اس.اس.تی. و شبیه‌سازی دقیق لایه مرزی ضرورت دارد که مقدار پارامتر بی‌بعد $Y+$ زیر 10 باشد تا بتواند زیر لایه لزج را به‌خوبی مدل کند. در شبکه تولید شده مقدار این پارامتر در محدوده 1 تا 9 تغییر می‌کند و در نتیجه از قابلیت خوبی برخوردار می‌باشد (شکل5).

برای اطمینان از استقلال نتایج بدست آمده از شبکه تولید شده، شبکه‌بندی با اندازه‌های مختلف در نظر گرفته شده و در نقطه طراحی پمپ[1] مقدار راندمان بررسی شده است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که بهترین

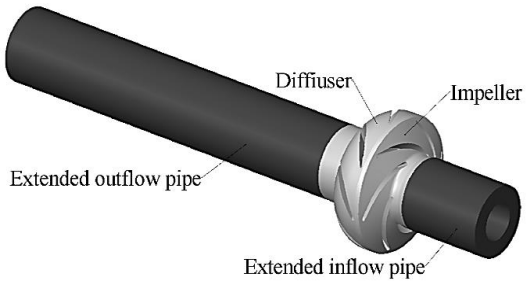


Fig. 3 Geometry of pump model used in simulation

شکل3 مدل هندسی پمپ استفاده شده در شبیه‌سازی

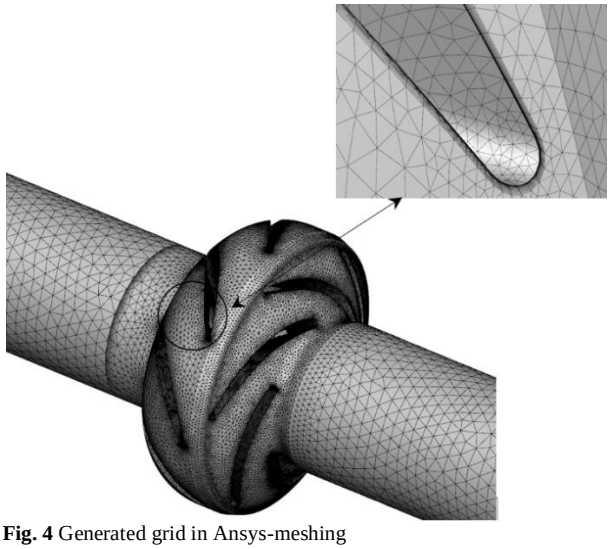


Fig. 4 Generated grid in Ansys-meshing

شکل 4 شبکه تولید شده در نرم افزار انسیس-مشینگ

[1] Best Performance Point(BEP)

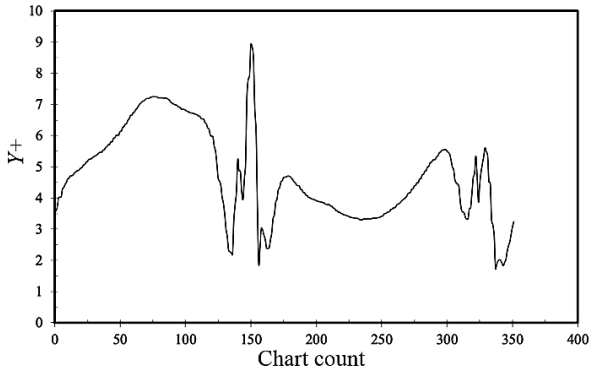


Fig.5 Y^+ distribution on the blade surface

شکل5 توزیع Y^+ روی سطح پره

مقدار ممکن برای شبکه که کمترین زمان حل را به خود اختصاص می‌دهد دارای 3050024 المان می‌باشد و خطایی در حدود 8 درصد با داده‌های تجربی [17] دارد (جدول1).

7- نتایج عددی و بحث

یکی از مهمترین و حساس‌ترین متغیرهای موجود در پمپ‌های گریز از مرکز، پارامتر هد می‌باشد که در این پژوهش میزان خطای آن در شبیه‌سازی نسبت به نتایج آزمایشگاهی [17]، کمتر از 1٪ و برای راندمان 8.3٪ در بهترین نقطه عملکردی پمپ به‌دست آمده است که خود بیانگر روش صحیح و نتایج دقیق حاصل از حل عددی این پژوهش در مقایسه با نتایج تجربی است. شبیه‌سازی پمپ در هفت نقطه عملکردی انجام شده است که به‌واسطه آن بتوان منحنی هد-دبی را به‌خوبی برآورد نمود (شکل6). برای پمپ مدنظر، بهترین نقطه عملکردی یا همان نقطه طراحی، در 4000 بشکه در روز می‌باشد.

برای به‌دست آوردن منحنی هد-دبی در پمپ‌های گریز از مرکز در حالت پایا، تراکم‌ناپذیر و آشفته، مقادیر فشار کل در ورودی و خروجی هندسه شبیه‌سازی شده مشخص می‌شوند و با استفاده از معادله (3) هد مربوطه محاسبه می‌شود.

Table1 Grid independency study with efficiency parameter

جدول 1 مطالعه استقلال حل از شبکه با پارامتر راندمان

تعداد المان	راندمان(٪)	خطا(٪)
1554536	83.66	15.66
2562086	78.02	10.02
2735595	77.11	9
2945162	76.53	8.5
3050024	76.31	8.3

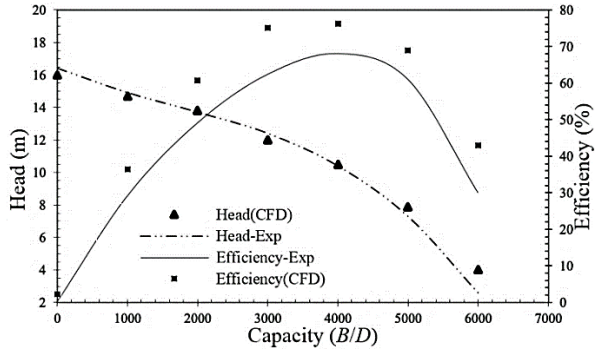


Fig.6 Pump performance diagram for experimental and numerical data

شکل 6 دیاگرام عملکردی پمپ برای داده های تجربی و عددی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]

$$H = \frac{P_{\text{out}} - P_{\text{in}}}{\rho g} \tag{3}$$

همچنین راندمان پمپ‌های گریز از مرکز توسط رابطه (4) محاسبه می‌گردد.

$$\eta = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{\gamma Q H}{P_{\text{in}}} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{\text{elec}} \times P_{\text{in.elec}}} \tag{4}$$

در تحقیق پیش رو، برای بهبود بخشیدن در عملکرد پمپ ابتدا به بررسی تغییر در عرض گذرگاه خروجی ایمپلر پرداخته شده است و اثر این متغیر بر هد و راندمان خروجی پمپ به‌دست آورده شده است که در "شکل 7"، می‌توان روند تغییرات را مشاهده کرد.

همان‌طور که از "شکل 7" پیداست، بیشترین مقدار هد و راندمان با افزایش 1 میلی‌متری در عرض گذرگاه خروجی ایمپلر به‌دست می‌آید. در این نقطه هد به میزان 10.3 درصد افزایش یافته و همچنین مقدار راندمان نیز 0.3 درصد رشد پیدا کرده است.

پارامتر دیگری که بررسی شده است، زاویه میان هاب و شرود در گذرگاه خروجی ایمپلر می‌باشد. در "شکل 8" روند تغییرات در هد و راندمان پمپ با تغییر در این پارامتر مشاهده می‌شود.

برمبنای نمودار "شکل 8"، بیشترین مقدار هد و راندمان در زاویه 8.25 درجه در عرض گذرگاه خروجی ایمپلر به‌دست می‌آید. در این نقطه هد به میزان 7.14 درصد افزایش یافته و همچنین مقدار راندمان نیز 1.3 درصد رشد پیدا کرده است.

گفتنی است، همان‌طور که در "شکل 8" مشاهده می‌گردد، هر دو نمودار دارای نقطه اکسترمم نیستند و حداکثر مقدار ممکن تغییر در پارامترهای ذکر

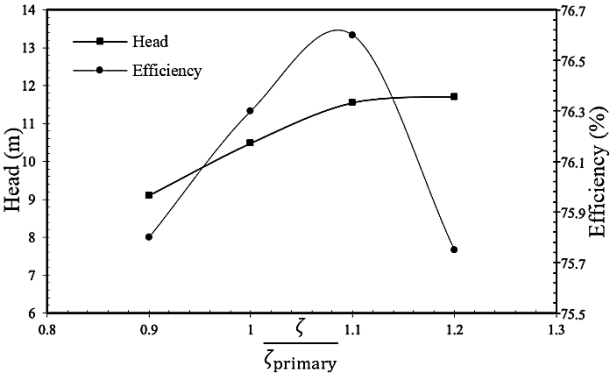


Fig. 7 Variations of head and efficiency versus the width of impeller output passage

شکل7 تغییرات هد و بازده نسبت به عرض گذرگاه خروجی ایمپلر

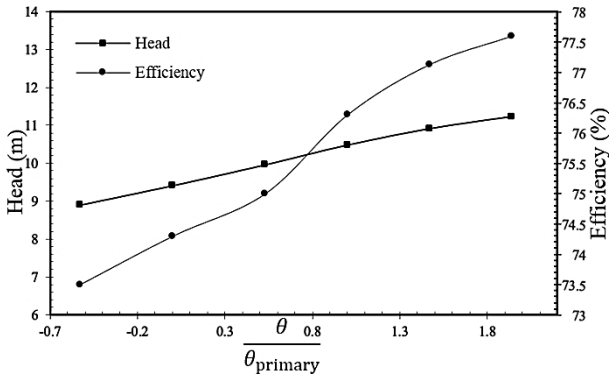


Fig. 8 Variations of Head and efficiency versus the angle between hub and shroud at impeller output passage

شکل 8 تغییرات هد و بازده نسب به زاویه هاب و شرود در گذرگاه خروجی ایمپلر

شده تا جایی اعمال شده است که در هندسه سایر نواحی پمپ مثل دهانه ورودی پمپ تغییری حاصل نشود.

در انتها و به‌منظور بدست آوردن مقادیر بیشتری برای راندمان پمپ، اثر تغییر همزمان دو متغیر بر ایمپلر پمپ بررسی و دیاگرام عملکردی پمپ بهبود یافته با دیاگرام پمپ اولیه (قبل از بهبود یافتگی) مقایسه گردید. (شکل9)

با مقایسه نمودارهای هد-دبی و راندمان-دبی نشان داده شده در "شکل 9" به راحتی می‌توان دریافت که علاوه بر افزایش مقادیر پارامترهای عملکردی پمپ مدنظر به میزان 1.6 درصد برای راندمان و 7.6 درصد برای هد، بهترین نقطه عملکردی پمپ نیز به میزان 500 بشکه در روز افزایش یافته و در 4500 بشکه در روز قرار گرفته است که باعث می‌شود پمپ از لحاظ اقتصادی بسیار مقرون به صرفه‌تر گردد.

پارامتر موثر دیگری که در توربوماشین‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد و رنج فعالیت توربوماشین را مشخص می‌کند، سرعت مخصوص می‌باشد که مقدار آن با استفاده از رابطه (5) مشخص می‌شود.

$$N_{\text{s}} = \frac{\omega\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \tag{5}$$

طبق رابطه (5) در صورت ثابت ماندن سرعت دورانی و دبی ورودی پمپ سرعت مخصوص رابطه عکس با هد پمپ دارد. از این‌رو هرچه هد پمپ مقدار بیشتری باشد سرعت مخصوص پمپ پایین‌تر است. در پژوهش حاضر با در نظر گرفتن سرعت دورانی3500 دور بر دقیقه و دبی عبوری از پمپ در بهترین نقطه عملکردی پمپ که مقدار آن 7.34 m^3/s می‌باشد، سرعت مخصوص برای هندسه اولیه که هدی برابر با 10.48 متر تولید می‌کند 30.74 بوده و در مورد هندسه بهبود یافته این مقدار باتوجه به هد تولیدی 11.3 متر به 29.05 کاهش یافته است.

برای بررسی بهتر الگوی جریان درون پمپ، به‌دست آوردن کانتورهای فشار و سرعت از اهمیت زیادی برخوردار است. "شکل 10"، نشان‌دهنده توزیع فشار کل روی پره‌های ایمپلر و دیفیوزر در یک طبقه از پمپ برای هندسه اولیه و هندسه بهبود یافته می‌باشد.

همان‌طور که در "شکل 10" مشاهده می‌شود خلاء ناحیه مکش در ورودی پمپ و همچنین منطقه پرفشار درخروجی ایمپلر به‌خوبی مدل شده است. با توجه به این‌که متغیر فشار ورودی در پمپ‌های گریز از مرکز یک پارامتر مهم و تاثیرگذار در راندمان پمپ محسوب می‌شود، ملاحظه می‌گردد

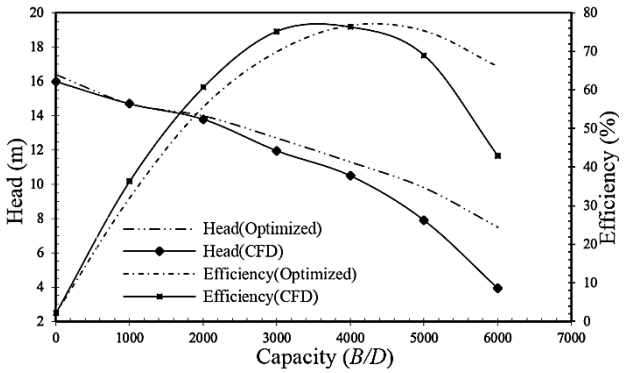
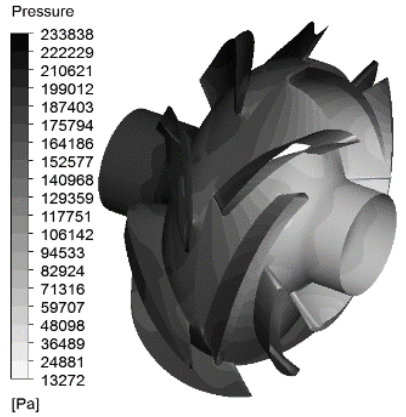


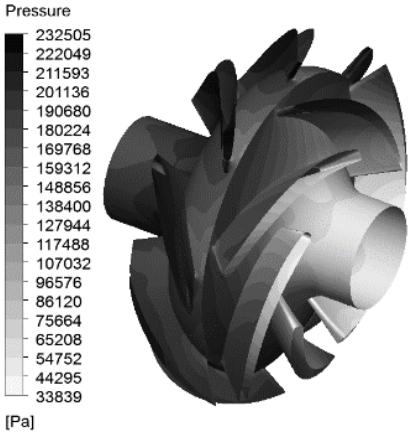
Fig.9 Pump performance diagram at BEP for primary and optimized geometry

شکل 9 دیاگرام عملکردی پمپ در دو حالت هندسه اولیه و بهبود یافته در بهترین نقطه عملکردی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]



الف هندسه اولیه **A** .Primary geometry



ب هندسه بهبود یافته **B**. Optimized geometry

Fig. 10 Total pressure distribution for one stage at BEP for primary and optimized geometry.

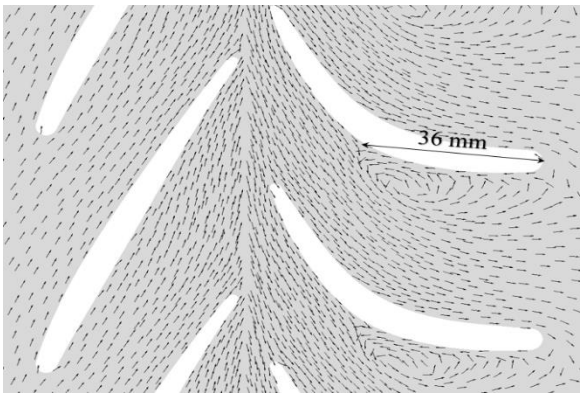
شکل 10 توزیع فشار کل بر روی یک طبقه از پمپ در بهترین نقطه عملکردی برای دو هندسه اولیه و بهبود یافته.

که مقدار این فشار در هندسه بهبود یافته نسبت به هندسه اصلی پمپ مقدار کمتری دارد و پمپ مکش بهتری پیدا کرده است. نکته قابل توجه دیگر در این نوع از پمپ‌ها این می‌باشد که در هیچ جای پمپ فشار منفی به‌وجود نیامده است و این بدان معناست که پمپ‌های ای.اس.پی دچار پدیده مخرب کاویتاسیون[1] نمی‌گردند. همچنین، در هندسه بهبود یافته منطقه پرفشار ناحیه بیشتری را نسبت به هندسه اولیه در برگرفته است یعنی پره‌های ایمپلر توانسته‌اند انرژی بیشتر و فشار بیشتری به سیال وارد کنند.

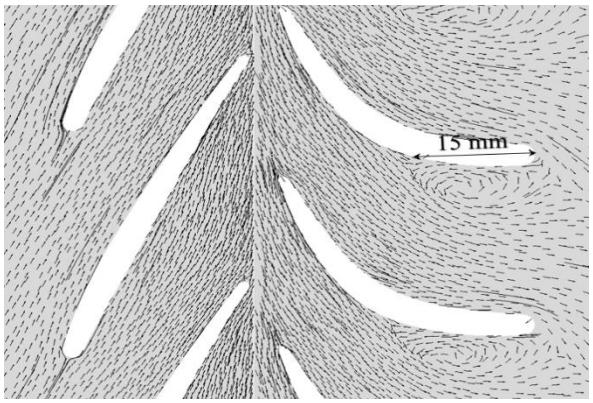
"شکل 11"، بردارهای سرعت را در یک طبقه از پمپ در بهترین نقطه عملکردی نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل پیداست ناحیه جدایش جریان تنها در پره‌های دیفیوزر رخ داده و با تغییر در هندسه ایمپلر و استفاده از هندسه بهبود یافته، طول ناحیه جدایش به میزان قابل توجه و در حدود 58 درصد نسبت به هندسه اولیه کاهش داشته است. این موضوع، نشان دهنده اصلاح الگوی جریان به جهت بالابردن راندمان پمپ در هندسه بهبود یافته می‌باشد.

بررسی نمودارهای مربوط به توزیع فشار کل روی پره ایمپلر و دیفیوزر یکی دیگر از روش‌هایی می‌باشد که می‌توان به‌وسیله آن‌ها تحلیل بهتر و دقیق‌تری از عملکرد پمپ مدنظر و بخصوص کارایی پره‌های پمپ که نقش اصلی را در انتقال انرژی به سیال ایفا می‌کنند داشت.

[1] Cavitation



الف هندسه اولیه **A**. Primary geometry



ب هندسه بهبود یافته **B**. Optimized geometry

Fig. 11 Velocity vectors for one stage at BEP at 50% span for primary and optimized geometry

شکل 11 بردارهای سرعت بر روی یک طبقه از پمپ در 50% اسپن پره در بهترین نقطه عملکردی پمپ برای هندسه اولیه و بهبود یافته

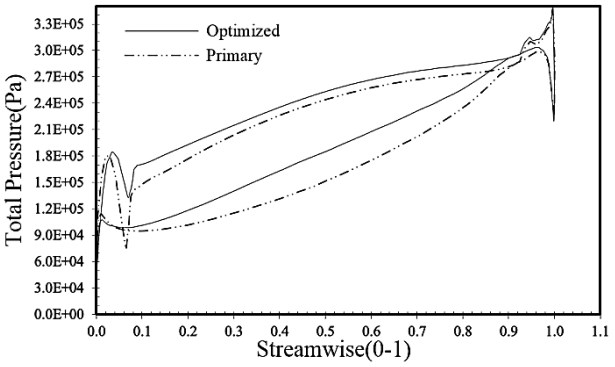
"شکل 12" نشان دهنده توزیع فشار کل روی سطح یک پره از ایمپلر و دیفیوزر در 50 درصد اسپن پره پمپ در دور 3500 دور بر دقیقه و مقایسه کارایی پره در دوحالت هندسه اولیه و بهبود یافته پمپ می‌باشد.

از بررسی نمودارهای مربوط به "شکل 13" می‌توان دریافت که درحالت هندسه بهبود یافته، عملکرد پره چه در ایمپلر و چه در دیفیوزر در فشار بالاتری نسبت به حالت هندسه اولیه انجام شده است، که در پره دیفیوزر افزایش فشار بیشتر می‌باشد. همچنین با به‌دست آوردن مساحت زیر نمودار ها در "شکل 13"، میزان کارایی پره را می‌توان مشخص نمود. در ایمپلر عملکرد پره با کاهش 5.77 درصدی و در پره دیفیوزر با افزایش 9.23 درصدی مواجه شده است. با آنالیز نمودارهای به‌دست آمده برای توزیع فشار روی پره-های ایمپلر و دیفیوزر می‌توان فهمید که اصلاح هندسه پمپ در ایمپلر با فدا کردن کارایی پره ایمپلر به میزان اندک باعث رشد مناسب کارایی پره دیفیوزر گردیده است که برآیند این دو، در نهایت باعث بهبود در عملکرد پمپ شده است.

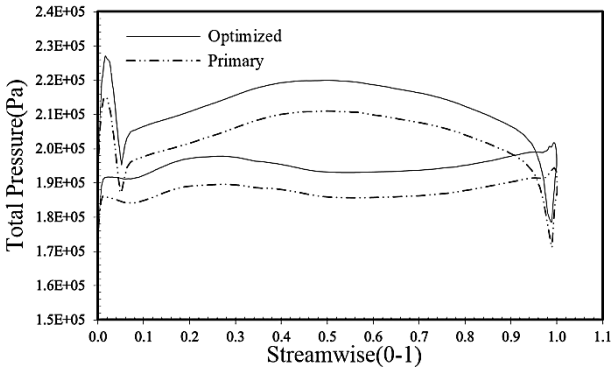
8- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

دراین تحقیق به مطالعه عددی و شبیه‌سازی جریان درون یک طبقه از پمپ گریز از مرکز ای.اس.پی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در بهترین نقطه کارکرد پمپ برای هندسه اولیه و هندسه بهبود یافته پمپ با تغییر در زاویه میان هاب و شرود و تغییر در عرض گذرگاه خروجی جریان در ایمپلر پرداخته شد. نتایج حاصل از پژوهش به‌صورت زیر می‌باشند:

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]



A. Impeller blade **الف** پره ایمپلر



B. Diffiuser blade **ب** پره دیفیوزر

Fig. 12 Comparsion of total pressure distribiution on impeller and diffiuser blade at BEP at 50% span for primary and optimized geometry

شکل 12 مقایسه توزیع فشار کل روی پره ایمپلر و دیفیوزر در 50% اسپن پره در بهترین نقطه عملکردی پمپ برای هندسه اولیه و بهبود یافته.

1) نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی، مطابقت قابل‌قبولی 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.

2) تغییر در هندسه پمپ به‌واسطه تغییر در عرض گذرگاه خروجی جریان در ایمپلر، تاثیر بیشتری بر هد نسبت به اثر آن روی راندمان پمپ ایفا می‌کند.

3) با تغییر در زاویه میان هاب و شرود و افزایش آن، هد و راندمان پمپ همزمان سیر صعودی داشته و تغییر پارامتر مورد بررسی تا جایی انجام می‌شود که هندسه سایر نواحی پمپ دست‌خوش تغییر نشوند.

4) تغییر در هندسه پمپ بواسطه تغییر همزمان در دو پارامتر، فاصله و زاویه میان هاب و شرود در ایمپلر، سبب افزایش محدوده کارکرد پمپ در ظرفیت‌های بالاتری شده و به‌واسطه آن نقطه عملکرد بهینه پمپ از 4000 بشکه در روز به 4500 بشکه در روز افزایش یافت.

5) کاهش ناحیه جدایش جریان روی پره دیفیوزر در حدود 58 درصد در حالت بهبود یافته نسبت به حالت اولیه منجر به بهبود عملکرد پمپ می‌شود.

6) توزیع فشار روی پره های ایمپلر و دیفیوزر نشان داد که پمپ بهبود یافته در محدوه فشار بالاتری نسبت به پمپ اولیه چه در بخش ایمپلر و چه در بخش دیفیوزر کار می‌کند. البته قابل ذکر است که بواسطه تغییرات هندسی اعمال شده از کارایی پره ایمپلر به مقدار 5.77 درصد نسبت به حالت اولیه کاسته شده و کارایی پره دیفیوزر به مقدار 9.23 درصد افزایش یافته است.

9- فهرست علایم

B بشکه (m^3)

D روز (s)

g شتاب گرانش (ms^{-2})

H هد پمپ (m)

P فشارکل (Pa)

Q دبی پمپ (m^3s^{-1})

r بردار موقعیت (m)

u مولفه برداری سرعت (ms^{-1})

X دستگاه مختصات

sst مدل انتقال تنش برشی

علایم یونانی

γ وزن مخصوص (Nm^{-3})

ζ فاصله میان صفحات هاب و شرود

η راندمان

θ زاویه میان صفحات هاب و شرود

μ لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)

ρ چگالی (kgm^{-3})

Ω سرعت دورانی (rpm)

بالانویس‌ها

$\bar{}$ متوسط زمانی

$\vec{}$ بردار مکانی

$'$ مشتق زمانی

زیرنویس‌ها

i مولفه یکه برداری در جهت x

j مولفه یکه برداری در جهت y

in ورودی

out خروجی

elec الکتریکی

10- تقدیر و تشکر

در این‌جا لازم است از شرکت محترم دمیکو بخصوص مدیرعامل محترم آن، جناب آقای مهندس سعید ارجمند که امکانات لازم را در جهت رفع موانع این پژوهش فراهم کردند تقدیر و تشکر شود.

11- مراجع

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

[2] M. Gugau, Transient impeller volute interaction in a centrifugal pump, *fg TurboMachine and Fluidantribstechnik*, Vol. 30, No. 6, pp. 42-47, 2003.

[3] W. Zhou, Z. Zhao, T. S. lee, S. H. Winoto, 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] M. Gölcü, Y. Pancar, Y. Sekmen, Energy saving in a deep well pump with splitter blade, *Energy Conversation and Management*, Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.

[5] K. Chea, T. S. Lee, S. H. Winoto, 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] M. A. Zoljanahi, S. Zirak, Numerical simulation of fluid flow in a centrifugel pump at design point and off-designe condition, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 88-98, 2016. (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]

[7] E. C. Bacharouids, A. E. Filios, M. D. Mentzos, D. P. Margaris, 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] K. K. Klimovskii, Improving the efficiency of a centrifugel pump, *Thermal Engineering (English Translation of Teplo Energetika)*, Vol. 55, pp. 245-253, 2008.

[9] C. W. S. Maitelli, V. M. Bezarra, W. Mata, 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] M. B. Ehghaghi, M. Vajidi, Numerical and experimental study of splitter blades effect on the centrifugel pump performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 398-410, 2015. (in Persianفارسی)

[11] A. Walk, 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] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi, Numerical study of the effects of some geometrics characteristic of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, Vol. 60, No. 1, pp. 61-70, 2012.

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

[14] 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.

[15] F. R. Menter, Two-Equations Eddy-Viscosity *Turbulence Models For Engineering Applications*, Vol. 32, No. 3, pp. 605-620, 1994.

[16] E. l. Behery, S. M. Hamed, Comparative study of turbulence models performance foe separating flow in a planar asymmetric diffuser, *Compute Fluids*, Vol. 1, No. 44, pp. 48-57, 2011.

[17] *REDA Electric Submersible Pump Technology*, ESP Cataloge, pp. 208-209, 2007.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.6.22.2]