



شبیه سازی عددی جریان سیال در یک پمپ گریز از مرکز در نقطه طرح و شرایط خارج از طرح

محمد امین ذوالجناهی¹، سعادت زیرک^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان

* سمنان، کد پستی 35131-19111، s_zirak@profs.semnan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 06 آذر 1394
پذیرش: 19 دی 1394
ارائه در سایت: 17 بهمن 1394

کلید واژگان:

شبیه سازی عددی
پمپ گریز از مرکز
منحنی مشخصه
شدت آشفتگی
نفت خام

چکیده

این مقاله به بررسی جریان سیال در یکی از پمپ های گریز از مرکز شرکت پمپ- ایران با استفاده از روش های عددی می پردازد. برای انجام این کار تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی در نرم افزار CFX برای گستره وسیعی از دبی های حجمی در دو سرعت متفاوت 1450 rpm و 2900 rpm انجام شده و نتایج عددی سیال آب با نتایج آزمایشگاهی هد و بازده کل مقایسه شده اند که تطابق قابل قبولی را نشان می دهند. نتایج برای سیال نفت خام نیز بدست آمده و به صورت منحنی های هد و بازده کل و سایر متغیر ها بر حسب دبی حجمی ارائه و با نتایج آب مقایسه شده اند. نتایج عددی نشان می دهد که میزان فشار مطلق روی تیغه ها در حالت نفت خام 705 kPa کمتر از حالت آب است و همچنین مقدار اختلاف فشار مطلق بین ورودی و خروجی پروانه و حلزونی برای نفت خام به مراتب از آب کمتر است. علاوه بر آن مشاهده شد که با افزایش دور پمپ برای هر دو سیال، مقادیر بالای شدت آشفتگی از لوله ی خروجی به خروجی پروانه در دبی 30 m³/h انتقال می یابد که باعث کاهش بازده می شود و میزان شدت آشفتگی برای نفت خام نسبت به آب در فضای داخل پروانه پمپ به مراتب از آب کمتر است. در نهایت برای ارائه منحنی هد پروانه پمپ برای نفت خام در محدوده ی کلی عملکرد پمپ، یک معادله ی چند جمله ای مرتبه دوم به نتایج عددی انطباق داده شد.

Numerical simulation of fluid flow in a centrifugal pump at design point and off-design conditions

Mohammad Amin Zoljanahi¹, Saadat Zirak^{2*}

Department of Mechanical Engineering, University of Semnan, Semnan, Iran

*P.O.B. 35131-19111 Semnan, Iran, s_zirak@profs.semnan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 27 November 2015
Accepted 09 January 2016
Available Online 06 February 2016

Keywords:

Numerical simulation
centrifugal pump
characteristic curve
Turbulence intensity
crude oil

ABSTRACT

This article presents a numerical investigation of fluid flow in one of the centrifugal pumps of pump-Iran Corporation. A computational fluid dynamics (CFD) analysis is performed by using the CFX software for a wide range of volumetric flow rates for two different rotor speeds of 1450 rpm and 2900 rpm and the numerical results of water are validated against measured values of head and total efficiency with an overall acceptable agreement. The results have been obtained for crude oil as diagrams of head, total efficiency and other variables with respect to volumetric flow rate and then compared with results of water. Numerical results show that the absolute pressure on blade surfaces for crude oil is 705 kPa less than when using water. The absolute pressure difference between inlet and outlet of impeller and spiral volute for crude oil is comparatively less than those amounts in comparison with water. Also, by increasing the angular velocity of rotor, it was observed that high levels of turbulence intensity are transmitted from outlet pipe bending to the impeller outlet at volumetric flow rate of 30 m³/h which causes reduction in efficiency. Also, high levels of turbulence intensity for crude oil are less than those amounts in comparison with water within impeller area. Finally, to present an impeller pump head curve for crude oil over the overall operation range of the pump, a second order polynomial equation was fit to numerical data.

1- مقدمه

جدی در کشور مطرح است و طراحی و ساخت اینگونه پمپ ها تا حد زیادی مشکلات پیش رو را مرتفع می سازد. مبنای کارکرد این دسته از پمپ ها بر اساس انتقال مومنتم زاویه ای از چرخ¹ به سیال عبوری می باشد. در گذشته

پمپ های گریز از مرکز یکی از تجهیزات ضروری در بسیاری از کاربردهای صنایع نیروگاهی، نفت و کشاورزی به شمار می آیند. در حال حاضر لزوم تامین پمپ های گریز از مرکز در تاسیسات چاه های نفت به عنوان چالشی

1- Impeller

قسمت تحتانی روتور گردابی گرفته شده است. شبیه سازی عددی بر روی هر دو هندسه ی پمپ عادی و پمپ با روتور گردابی انجام شد و نتایج با هم مقایسه شد. به خاطر تأثیرات شدید ناپایداری های جریان، اندازی گیری های تجربی به دقت انجام شد. نتایج هد و بازده کل دو نوع پمپ عادی و گردابی با هم مقایسه شد و مشاهده شد که انتقال انرژی به سیال و همچنین پایداری پمپ در حالت استفاده از روتور گردابی بیشتر از حالت عادی است [8] و بسیاری منابع ارزشمند در زمینه ی بررسی و تحلیل جریان داخل پمپ گریز از مرکز ارائه شده است [9-12].

در این مقاله روند بررسی جریان سه بعدی در پمپ اتانرم 50-250 شرکت پمپ ایران شامل بخش های تعریف هندسه پمپ گریز از مرکز، تولید شبکه و استقلال از شبکه، روابط و معادلات حاکم بر مساله و تحلیل نتایج می باشد. برای گسسته سازی معادلات حاکم بر جریان سیال از روش حجم محدود در کد CFX استفاده شده و مدل آشفتگی استفاده شده $k-\omega$ SST است. پس از صحت گذاری بر نتایج تحلیل عددی با استفاده از مقادیر تجربی، پارامتر- های مهم جریان از قبیل سرعت، فشار و انرژی جنبشی آشفتگی در جریان و نقاط حساس پمپ بررسی شده اند و مقادیر هد، بازده، بارگذاری روی تیغه ها و اختلاف فشار مطلق بین دو سر پروانه و حلزونی در دو سرعت متفاوت روتور، برای سیال آب و نفت خام⁷ با هم مقایسه شده اند. باتوجه به کارهای گذشته که توجه کمتری به شدت آشفتگی جریان درون پمپ داشتند، شدت این پارامتر در نقاط حساس پمپ برای گستره وسیعی از دبی های جریان در دو سرعت متفاوت و برای دو سیال، بررسی شده است. همچنین شرایط تشابه برای نفت خام در دو سرعت بررسی شده و یک معادله چندجمله ای مرتبه دو برای ارائه هد پروانه برحسب سرعت چرخش روتور و دبی جریان، بدست آمده که با استفاده از آن می توان هد پروانه را در دور ها و در دبی های مختلف محاسبه کرد. بنابراین علاوه بر ارزیابی روابط تشابه برای یک سیال با لزجت بالاتر، عملکرد این پمپ برای نفت خام بررسی می شود. این مطالعه یک امکان سنجی در خصوص طراحی پروانه گریز از مرکز برای سیالات با لزجت بالاتر است.

2- مشخصات هندسی پمپ گریز از مرکز

هندسه ی مورد استفاده در شبیه سازی های این مقاله، پمپ 50-250 شرکت پمپ ایران بوده است. این پمپ به صورت تک مکشه و فاقد پره های جدا کننده بوده و شامل یک پروانه به قطر خارجی 259 mm و 6 پره ی عقب گرد است، پره ها و کل پروانه ی پمپ از جنس چدن هستند. عرض پروانه 17.5 mm و زوایای ورودی و خروجی تیغه های پروانه به ترتیب 32° و 26° هستند. از زبری در داخل پروانه ی پمپ و حلزونی صرف نظر شده است. پمپ به وسیله ی یک الکترو موتور سه فاز ای- سی چرخانده می شود که توان تولیدی آن در دور 2900 rpm معادل 30kW است. در ابتدا هندسه پمپ مورد بررسی توسط نرم افزار کتیا⁸ مدل شد و بعد مورد تحلیل قرار گرفت. در شکل 1 نمایی از هندسه ی پروانه شامل هاب و شراد⁹ نشان داده شده است.

3- معادلات حاکم

در این بخش به توضیح معادلات حاکم بر جریان سیال پرداخته می شود. معادله ی پیوستگی به صورت زیر نوشته می شود:

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

برای طراحی پمپ های گریز از مرکز، تنها ملاحظات مربوط به نقطه ی کار پمپ مد نظر قرار می گرفت. این در حالیست که برای طراحی پمپ های مدرن مانند پمپ های آب خورشیدی، لازم است که شرایط کاری خارج از نقطه ی طرح نیز به صورت کامل مورد توجه قرار گیرد [1]. در این مقاله سعی شده است با استفاده از شبیه سازی عددی به بررسی جریان سیال در پمپ اتانرم¹ 50-250 شرکت پمپ ایران پرداخته شود. در سال های اخیر محققان بسیاری بر روی انواع پمپ های گریز از مرکز تحقیقات گسترده ای انجام داده اند؛ که از آن جمله می توان به تحقیقات استل² اشاره کرد که با بررسی جریان سیال در طبقه ی اول یک پمپ دو طبقه به تأثیرات وجود تیغه های جدا کننده بر میزان تغییرات فشار و سرعت جریان در نقاط حساس پمپ پرداخت [2]. تحقیقات دیگری توسط شجاعی فرد در زمینه ی بررسی جریان سیال ویسکوز در یک پمپ گریز از مرکز برای تعیین تغییرات متغیر هد بر حسب دبی با تغییرات هندسه ی پمپ انجام شد. نتایج کار به این صورت بود که با تعیین زاویه ی خروجی پروانه به 30° و همچنین با تعیین پهنای عبوری مسیر جریان به 21mm نسبت به موارد دیگر، نتایج بهتری بدست آمد [3]. در زمینه تغییرات متغیر های جریان با در نظر گرفتن تغییر هندسه ی حلزونی تحقیقات دیگری توسط نوربخش و همکاران انجام شد؛ آنها با در نظر گرفتن شرایط خارج از نقطه ی طرح در یک پمپ با سرعت مخصوص پایین به شبیه سازی سه بعدی جریان سیال در آن پرداختند و با در نظر گرفتن سه هندسه مجزا برای حلزونی به این نتیجه رسیدند که هندسه ی با روش سرعت ثابت نسبت به روش مومنتوم زاویه ای ثابت، جریان را بهتر هدایت می کند و مقادیر کمینه ی نیرو های شعاعی در دبی های زیاد در هندسه ی حلزونی دایروی نسبت به هندسه ی مستطیلی حاصل می شود [4]. مطالعات دیگری توسط جونگسینگ جاو³ در سال 2014 مبنی بر تحلیل ناپایا بر روی یک نمونه پمپ گریز از مرکز به منظور بررسی نوسانات فشار روی نقاط حساس پمپ انجام شد و نتایج عددی حاصله با نتایج آزمایشگاهی مقایسه و تطابق خوبی بین آنها بر قرار شد. نتایج تحلیل ناپایا با نتایج تحلیل پایا مقایسه شد و مشاهده شد که در شرایط کاری خارج از نقطه طرح پمپ، اختلاف بین نتایج عددی و تجربی در تحلیل پایا زیاد می شود [5]. مطالعات دیگری در زمینه ی تغییر هندسه ی پروانه ی یک پمپ توسط ناتاراج⁴ و همکاران انجام شد. آنها با تغییرات پهنای تیغه ی پروانه و زاویه ی خروجی تیغه های جداکننده و قطر پروانه توانستند مقدار هد را در بهترین نقطه ی بازده پمپ از 39.66 m به 41.72 m برسانند. همچنین مقادیر توان مصرفی پمپ نیز از مقدار 432 W به مقدار 366 W تقلیل یافت [6]. در طی مطالعات روی کاویتاسیون، یانجیا فو⁵ و همکاران با شبیه سازی یک پمپ به بررسی میزان کاویتاسیون در دبی های پایین جریان پرداختند؛ آنها مشاهده کردند که میزان نوسانات فشار روی حلزونی و پروانه پمپ با کاهش ضریب دبی افزایش می یابد و همچنین نتایج عملکرد هیدرولیکی پمپ مورد بررسی با نتایج تجربی مقایسه شد و از تطابق خوبی برخوردار بود و بیشتر تمرکز آنها بر روی رژیم جریان در مقطع ورودی پمپ گریز از مرکز قرار داشت [7]. آقای تیهومیر میهالیک⁶ با شبیه سازی یک پمپ گردابی با افزودن یک روتور گردابی به بررسی خصوصیات جریان پرداخت. ایده ی این چنین طراحی با بررسی ساختار جریان های ثانویه و اغتشاش جریان سیال در

1- Etha-norm

2- Stel

3- Zhongxin Gao

4- Nataraj

5- Yanxia Fu

6- Tihomir Mihalic

7- Crude oil

8- Catia

9- Hub and shroud

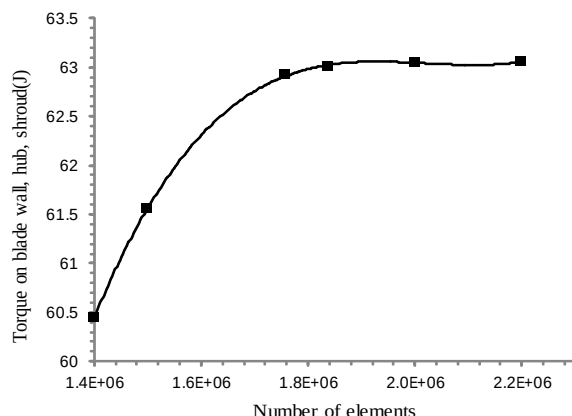


Fig.2 The mesh independency examination

شکل 2 آزمون استقلال از شبکه

چندانی در گشتاور روی پروانه دیده نمی شود.

برای سطوح جامد از توابع دیواره‌ی خود مقیاس بهره برده شده که با توجه به مقدار y^+ در اولین سلول روی سطح جامد از فرمولاسیون رینولدز پایین به تابع دیوار لگاریتمی تغییر وضعیت دهد [14]. در جدول 1 نتایج نهایی مقادیر المان های شبکه در تمام اجزای پمپ نشان داده شده است.

برای بررسی آزمون استقلال از شبکه تمامی اجزاء پمپ به مقدار یکسانی برای هر جزء، تعداد المان های شبکه افزایش یافته است. از جمله مزایای شبکه سازمان یافته کاهش میزان المان های شبکه و افزایش دقت تحلیل در مقایسه با شبکه بی سازمان است [15]؛ اما در هندسه حلزونی پمپ گریز از مرکز به دلیل پیچیدگی هندسه، از ساختار بی سازمان استفاده شده است. در شکل 3 نمایی از هندسه ی مورد نظر به همراه شبکه های سازمان یافته و بی سازمان نشان داده شده است.

6- شرایط مرزی حاکم بر مساله

در پمپ مورد بررسی در این مقاله از شرط مرزی فشار کل در ورود و دبی در خروج استفاده شده است. فشار کل ورودی 0.5 atm بوده و برای دبی، در سرعت 2900 rpm از مقادیر در بازه $(30-80) \text{ m}^3/\text{h}$ و در سرعت 1450 rpm مقادیر بازه $(5-45) \text{ m}^3/\text{h}$ در نظر گرفته شده است. شرط مرزی غیر لغزشی² برای تمام دیواره ها ایجاد شده است. سیالات مورد استفاده در این تحلیل شامل آب و نفت خام هستند که اطلاعات مربوط به آنها در دمای کاری پمپ یعنی 25°C در جدول 2 آورده شده است. در مقاله‌ی حاضر از شرط مرزی زبری سطوح در دیواره ها صرف نظر شده است. میزان دبی های جریان در خروج در بازه های تعیین شده با توجه به نتایج تجربی بدست آمده از پمپ ایران تعیین شده اند و با بررسی، مشخص شد که اعمال شرط دبی حجمی در خروج و فشار کل در ورودی پمپ در همگرایی نتایج بسیار موثر تر

جدول 1 تعداد نهایی المان های اجزاء پمپ

ردیف	اجزاء پمپ	تعداد المان ها
1	لوله‌ی ورودی	123562
2	ناحیه‌ی پروانه	694387
3	حلزونی	816481
4	لوله خروجی	262387

2- Not-slipping

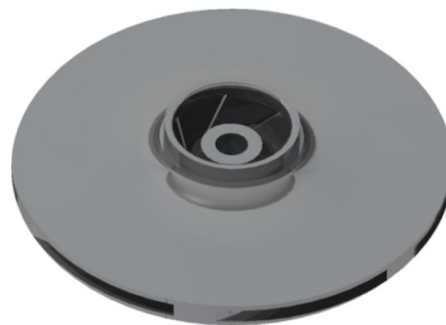


Fig.1 A view of the centrifugal pump impeller

شکل 1 نمایی از پروانه ی پمپ گریز از مرکز

همچنین معادله‌ی مومنتموم با تعریف ترم چشمه و تنش برشی به صورت رابطه 2 نوشته می شود:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + S_{u_i} \quad (2)$$

که در این معادله ترم چشمه به صورت رابطه ی 3 نوشته می شود و مقدار متوسط گیری شده‌ی تنش برشی از رابطه ی 4 تعیین می شود:

$$S_{u_i} = -\rho [2\bar{\Omega} \times \bar{u} + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \bar{r})] \quad (3)$$

$$\bar{\tau}_{ij} = -\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

4- مدل آشفتگی جریان

مدل آشفتگی SST قابلیت اعمال دو مدل آشفتگی $k-\omega$ و $k-\epsilon$ را در نواحی مختلف داراست. برای نواحی خیلی نزدیک به دیواره ها به طور خودکار از مدل آشفتگی $k-\omega$ و برای نواحی دورتر، از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استفاده می کند. در ابتدا این مدل آشفتگی ترم تولید انرژی را در معادله انتقال انرژی جنبشی تغییر داده و بهبود می بخشد [13,3]. با توجه به مطالعاتی که در مورد دو مدل آشفتگی $k-\epsilon$ و $k-\omega$ انجام شده است، نتایج بدست آمده به این صورت است که جریان نزدیک دیواره با استفاده از اعمال دو مدل SST و $k-\omega$ با دقت قابل توجهی ارزیابی می شود. بررسی ها نشان داده است که استفاده از دو مدل یاد شده، نتایج بسیار دقیق تری نسبت به مدل $k-\epsilon$ نزدیک دیواره، ایجاد می کند [3]. بنابراین از مدل آشفتگی SST برای بررسی عددی جریان سیال داخل پمپ گریز از مرکز استفاده می شود.

5- شبکه بندی هندسه و آزمون استقلال از شبکه

دامنه‌ی محاسباتی پمپ شامل لوله‌ی ورودی، پروانه‌ی پمپ، حلزونی و لوله خروجی است. در این شبیه سازی از جریان نشستی عبوری از فضا بین دیواره‌های جانبی پروانه و محفظه صرف نظر شده است و دامنه‌ی حل به صورت ترکیبی از شبکه های سازمان یافته در پروانه‌ی پمپ و لوله‌ی ورودی و شبکه‌ی بدون سازمان در حلزونی و لوله‌ی خروجی گسسته سازی شده است. علت انتخاب این نوع شبکه بندی میزان پیچیدگی هندسه و عدم توانایی در مش سازمان یافته در اجزای پیچیده است به همین دلیل در محفظه‌ی حلزونی از المان های چهاروجهی و در پروانه‌ی پمپ با استفاده از نرم افزار توربو-گرید¹ از المان های شش وجهی استفاده شده است. برای اطمینان از دقت حل عددی لازم است که اثر اندازه‌ی المان ها بر یکی از پارامتر های مساله بررسی شود. به همین دلیل آزمون استقلال از شبکه برای گشتاور پروانه، انجام شد و در شکل 2 نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود با افزایش مقادیر شبکه به بیش از 1896817 تغییر

1- Turbo-Grid

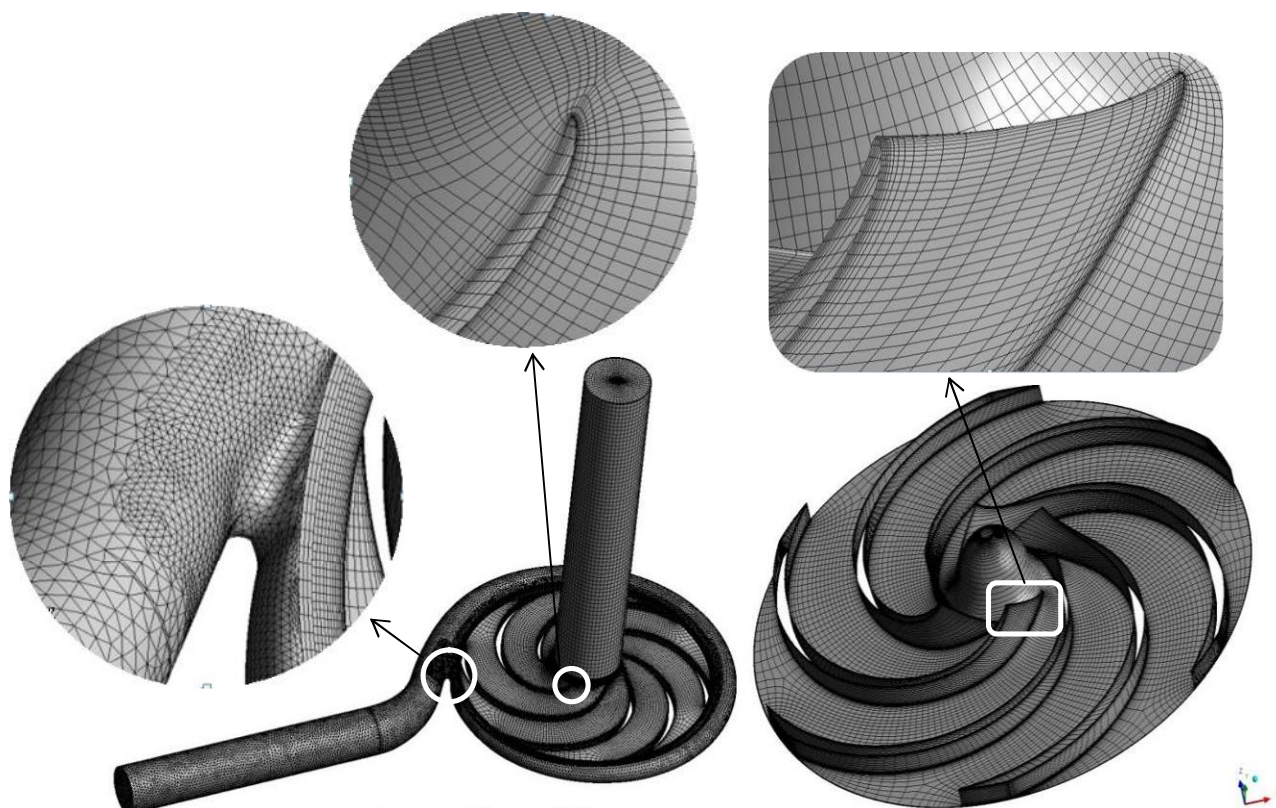


Fig. 3 The view of areas with unstructured and structured grids

شکل 3 نمایشی از نواحی با شبکه بندی بی سازمان و سازمان یافته

گریز از مرکز توسط نرم افزار CFX شبیه سازی شده است. برای مدل سازی جریان آشفته، مدل $k-\omega$ SST انتخاب شده است. معیار همگرایی برابر 10^{-5} در نظر گرفته شده است و با استفاده از روش دستگاه مختصات

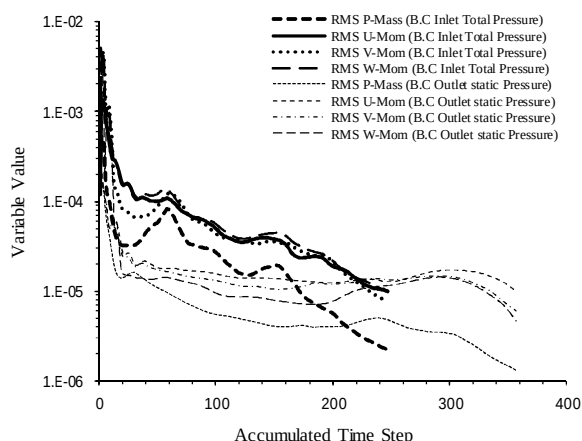


Fig. 4 Convergence procedure of numerical solution

شکل 4 روند همگرایی تحلیل عددی

جدول 2 خواص سیالات استفاده شده در تحلیل

Table 2 The characteristics of fluids used into the analysis

نوع سیال	چگالی (ρ (kg/m ³))	ویسکوزیته دینامیکی (μ (Pa s))
آب	998	0.000926
نفت	855	0.00692

و سریعتر از شرط های مرزی دیگر در تحلیل پمپ حاضر است. شکل 4 روند همگرایی ترم های فشار و سرعت های مربوط به معادلات بقای جرم و مومنوم را در شرایط نقطه بهترین بازده پمپ و در دور 2900 rpm نشان می دهد. همانطور که از شکل مشخص است از دو شرط مرزی متفاوت برای بررسی روند همگرایی تحلیل استفاده شده است. با توجه به شکل 4 مشخص است که با استفاده از شرط مرزی فشار استاتیک در خروجی و دبی در ورود، پایداری تحلیل بیشتر از حالتی است که از شرط مرزی دبی در خروج و فشار کل در ورود استفاده شود و روند همگرایی با شیبی ملایم اما کم دنبال می شود؛ اما استفاده از شرط فشار کل در ورود و دبی در خروج، زمان همگرایی را کاهش می دهد و همانطور که از شکل 4 مشخص است شرط مرزی دوم در تحلیل حاضر بعد از تقریباً 100 گام زمانی بیشتر، منجر به همگرایی تحلیل شده است که حدوداً یک ساعت و نیم به زمان تحلیل اضافه می کند. بقیه شرط های مرزی حساس به حدس اولیه، غیر قابل اعتماد و حتی غیرممکن هستند چرا که قید بسیار ضعیفی را بر سیستم وارد می کنند [16].

در شکل 5 نمایشی از مرز های ورود و خروج نمایش داده شده اند. همانطور که از شکل 5 مشخص است مرز های پمپ شامل ورودی، دیواره لوله ورودی، دیواره های هاب و شرا، دیواره ی حلزونی، دیواره های لوله خروجی و در نهایت خروجی پمپ است که برای نواحی دیواره ی هاب و شرا به ترتیب از شرط مرزی دیواره های چرخان و عدم لغزش و برای تمامی دیواره های دیگر از شرط مرزی دیواره ساکن استفاده شده است.

7- تحلیل عددی

در این مقاله جریان تراکم ناپذیر و سه بعدی و پایا و مغشوش داخل یک پمپ

$$H = \frac{(P_{tot})_{outlet} - (P_{tot})_{inlet}}{\rho g} \quad (5)$$

مقادیر تجربی ترسیم شده، از کاتالوگ پمپ ایران و از پمپ گریز از مرکز اتا- نرم 250-50 شرکت پمپ ایران بدست آمده اند [18]؛ همچنین نتایج با مقادیر عددی بدست آمده از نتایج عددی تحلیل نفت خام مقایسه شده اند. همانطور که از شکل 6 مشخص است، دوسرعت مختلف 1450 rpm و 2900rpm برای راه اندازی پمپ گریز از مرکز در نظر گرفته شده و با مقایسه ی نتایج عددی و تجربی برای آب تطابق قابل قبولی برای مقادیر هد وجود دارد به طوری که بیشترین مقدار خطا حدود 9.5% است. مقادیر هد بدست آمده از نتایج عددی برای دبی کمتر از $70 \text{ m}^3/\text{h}$ بیشتر از نتایج تجربی است و دلیل آن این است که انواع مختلف تلفات از قبیل تلفات ناشی و تلفات شوک برای شبیه سازی جریان مدل سازی نشده است؛ همچنین از مقادیر زبری سطوح در دیواره های قسمت های مختلف پمپ صرف نظر شده است. با توجه به شکل 6 مشخص است که قبل از دبی $70 \text{ m}^3/\text{h}$ ، مقادیر هد تجربی هد پمپ کمتر از مقادیر متناظر عددی برای آب است. با بررسی نتایج هد بر حسب دبی مشخص می شود که حل عددی مقادیر هد را با خطای 6% نسبت به نتایج تجربی نشان می دهد. علت افت هد می تواند به دلیل وجود جریان ثانویه و عمل و عکس العمل بین جریان سیال با زبانه حلزونی پمپ باشد. این پدیده در دبی های بالاتر محسوس است. نتایج هد پمپ برای نفت نیز در شکل 6 نشان داده شده است. همانطور که مشخص است، با توجه به تشابه مقادیر عددی هد می توان دریافت که نفت، در شبیه سازی شبیه به آب عمل می کند. واضح است که نفت در گستره وسیعی از دبی های جریان مقادیر هد را با اختلاف ناچیزی کمتر از آب نشان می دهد.

با توجه به محدودیت مدل عددی در احتساب برخی از مکانیزم های تلفات از قبیل تلفات مکانیکی در یاتاقان ها، تلفات ناشی⁶ و تلفات دیسکی⁷، برای محاسبه ی بازدهی کل پمپ لازم است که مقادیر تلفات فوق از روابط نیمه تجربی جایگزین شود [1]. مینگائو و همکارانش [19] موفق شدند که بازدهی کل را به صورت تابعی از سایر تلفات به کمک رابطه 6 محاسبه کنند:

$$\eta = \left(\frac{1}{\eta_h \eta_v} + \frac{\Delta P_d}{\rho g Q H} + 0.03 \right)^{-1} \quad (6)$$

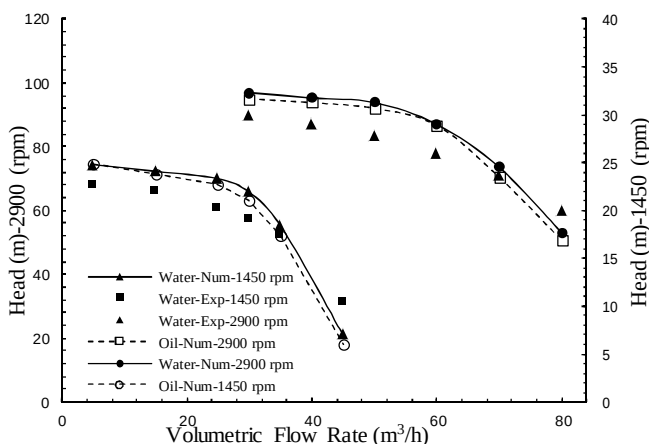


Fig. 6 Numerical and experimental results of Head at two angular velocities for water and Crude Oil

شکل 6 نتایج هد عددی و تجربی در دو سرعت برای آب و نفت خام

6- Leakage loss
7- Disk friction loss

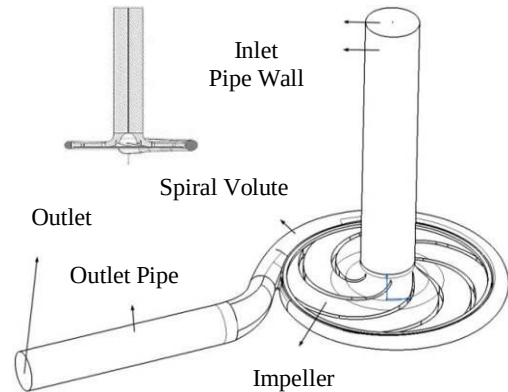


Fig. 5 The view of inlet, outlet and other boundaries

شکل 5 نمایی از شرایط مرزی ورود، خروج و مرز های دیگر

چندگانه¹، اجزای ساکن و دوار پمپ شبیه سازی شده اند و برای اتصال قسمت ساکن و چرخان از سطح مشترک روتور ایستا² استفاده شده است. برای حل معادلات انتقال از روش المان محدود بر پایه ی حجم محدود استفاده شده است³. برای کوپلینگ سرعت و فشار از الگوریتم رایخوف⁴ با دقت مرتبه ی بالا برای گسسته سازی ترم های جابجایی⁵ استفاده شده است. نکته ی مهم این است که در بررسی پمپ با فرض حالت دائم، میدان جریان تنها برای یک وضعیت مشخص و با توجه به نحوه ی قرار گیری اجزای ساکن و چرخان نسبت به یکدیگر تعیین خواهد شد [1]؛ یعنی در تحلیل حالت پایا برای انواع پمپ ها، وضعیت پره های پروانه پمپ و محفظه ی حلزونی در تعیین میدان جریان داخل پمپ و محل و میزان ناحیه ی جدایش در محفظه حلزونی نقش تعیین کننده ای دارد [17]؛ بنابراین با بکار گیری شرط تماسی روتور ایستا در این مقاله سعی شده است تا تاثیرات نواحی ساکن اطراف نواحی چرخان خنثی شود و در واقع تحلیل مستقل از وضعیت قرار گیری پره ها نسبت به حلزونی خواهد بود. علاوه بر آن لازم است که مرز های ورود و خروج جریان پمپ برای جلوگیری از واگرا شدن تحلیل به اندازه ی 6 الی 10 برابر قطر- های ورودی و خروجی ادامه یابند [14] تا از وقوع نواحی گردابی در نزدیکی مرز ها و مخصوصا تشکیل دیواره های فرضی در نواحی خروجی هندسه ی پمپ در دبی های کم جلوگیری شود؛ که این امر باعث پایداری حل و تسریع در همگرایی خواهد شد [14]. میزان شدت میانگین آشفتنگی در این مقاله برای تحلیل عددی 5% در نظر گرفته شده است که برای سیستم موجود و همچنین کنترل جریان ورودی پمپ یک مقدار کاملا تجربی است.

8- صحه گذاری بر حل عددی و بررسی نتایج تحلیل

برای تایید مدل عددی و محاسبات مربوط به آن، بین نتایج بدست آمده از مدل شبیه سازی شده و نتایج تجربی مقایسه ای انجام شده است. شکل 6 نتایج عددی و تجربی مقادیر هد پمپ بر اساس دبی حجمی عبوری از آن را نشان می دهد. هد محاسبه شده بیانگر هد کل پمپ از لوله ورودی تا لوله ی خروجی است و بر اساس رابطه ی 5 بیان می شود:

1- Multiple reference frame model
2- Frozen rotor
3- Finite element based finite volume
4- Rhie-Chow
5- Convection terms

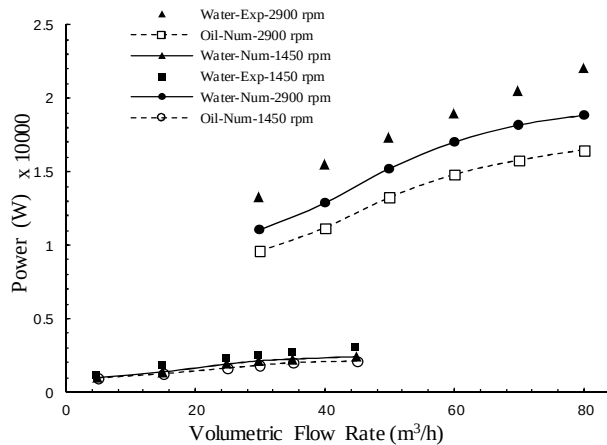


Fig. 8 Comparison between numerical and experimental results of Power at two angular velocities of 1450 rpm and 2900 rpm for water and Crude Oil

شکل 8 مقایسه نتایج توان عددی و تجربی در دو سرعت 2900rpm و 1450 rpm برای آب و نفت خام

دو سیال، توان مصرفی پمپ افزایش می یابد ولی این افزایش در مقدار توان مصرفی هنگامی که سرعت دورانی روتور 2900 rpm باشد با شیب بیشتری نسبت به سرعت دورانی 1450 rpm افزایش می یابد؛ یعنی با دوبرابر کردن سرعت چرخش روتور شیب افزایش توان مصرفی پمپ تقریباً دو برابر می شود. با توجه به توضیحات می توان دریافت که حل عددی تطابق خوبی را با نتایج تجربی نشان داده است و می-توان برای تحلیل نتایج عددی پمپ در گام های بعد پرداخت.

بعد از صحه گذاری بر نتایج تحلیل عددی نتایج بررسی می شوند. شکل 9 نشان دهندهی مقادیر افزایش فشار مطلق بین ورودی و خروجی پروانهی پمپ و حلزونی در دو سرعت متفاوت و برای آب و نفت در پمپ می باشد. همانطور که از شکل ها پیداست مقادیر اختلاف فشار مطلق دو سر پروانهی پمپ و دو سر حلزونی برای نفت خام کمتر از آب بدست آمده است و در هر دو سیال با افزایش دبی مقدار اختلاف فشار مطلق در ابتدا افزایش و سپس در محدودهی وسیعی از دبی های حجمی کاهش می یابد، همچنین در دبی های یکسان برای هر دو سرعت، با افزایش دور پمپ اختلاف فشار مطلق دو سر پروانه و حلزونی افزایش می یابد و میزان اختلاف فشار مطلق دو سر پروانهی پمپ در سرعت های نامبرده به طور میانگین از میزان اختلاف فشار مطلق دو سر حلزونی بیشتر است. می توان دریافت که در حلزونی پمپ برای نفت خام با کاهش دبی مقدار اختلاف فشار مطلق، افت بیشتری نسبت به آب دارد ولی با افزایش دبی جریان این اختلاف بین مقادیر نفت و آب کاهش می یابد. در پروانهی پمپ میزان اختلاف فشار مطلق برای دو سیال نفت و آب در دبی های مختلف به طور میانگین ثابت است ولی در دور های پایین با کاهش دبی جریان این اختلاف بین آب و نفت در پروانهی پمپ کاهش می یابد. در شکل های (a) و (b) مشخص است که میزان کاهش اختلاف فشار مطلق در هر دو سرعت 1450rpm و 2900 rpm با افزایش دبی برای پروانه پمپ شیب کمتری نسبت به حلزونی دارد و این بیانگر این مطلب است که افزایش دبی جریان به شدت بر اختلاف فشار مطلق دو سر حلزونی تاثیر گذاشته و میزان حساسیت این پارامتر به دبی، در حلزونی پمپ بیشتر از پروانه است. در دبی های بیشتر از حدود 70 m³/h در سرعت 2900 rpm و 38 m³/h در سرعت 1450 rpm در حلزونی پمپ افت فشار مطلق بین دو سر آن ایجاد

که در این رابطه، ΔP_d تلفات دیسکی، η_v راندمان حجمی¹ و مقدار 0.03 اضافه شده اثر تلفات در یاتاقان ها و آب بندها را نشان می دهد [1]. جزئیات محاسبه ی هر کدام از پارامترهای فوق در پیوست قابل مشاهده است.

شکل 7 نیز مقادیر بازده کل را بر حسب دبی حجمی برای دو سرعت نام- برده نشان می دهد. همانطور که از شکل پیداست مقادیر بازده کل برای حل عددی و تجربی برای آب تنها با اختلاف 18.5% در دبی 45 m³/h برای سرعت 1450 rpm بدست آمده است که علت آن می تواند حضور جریان- های چرخشی و ثانویه در دبی های بالا باشد که تحلیل را از حالت پایا دور می کند ولی در دبی های کمتر تحلیل عددی مقادیر بازده متناظر بیشتری را نسبت به نتایج تجربی نشان می دهد که علت آن عدم شبیه سازی افت های مربوطه در پمپ است. با مقایسه ی دو سرعت در نظر گرفته مشخص است که مقادیر بازده کل برای سرعت 1450rpm در محدوده 20% تا حدود 68% متغیر است ولی با افزایش سرعت چرخش پروانه به 2900rpm این محدوده به 50% تا 65% تغییر می یابد. همچنین نفت خام نیز رفتاری مشابه ولی با اندکی اختلاف در نتایج عددی با آب دارد و برای دو سرعت چرخشی متفاوت، مقادیر بازده کمتری را نسبت به آب نشان می دهد. در شکل 8 توان مصرفی پروانه شامل دیواره های تیغه ها، قسمت هایی از سیال که با هاب و شراد در تماس اند، نشان داده شده است. همانطور که از شکل 8 مشخص است، نتایج عددی و تجربی با اندکی اختلاف در دبی های مختلف ترسیم شده اند. علت کاهش توان مصرفی در نتایج عددی نسبت به تجربی، عدم شبیه سازی افت های مربوطه و شرط مرزی زبری در داخل پمپ است. نتایج توان محاسبه شده برای آب با مقادیر عددی توان برای نفت خام در دو سرعت نام برده با هم مقایسه شده اند. همانطور که از شکل 8 مشخص است توان بدست آمده از مقادیر عددی نفت خام برای هر دو سرعت از مقادیر متناظر با سیال آب کمتر است. این به این معنی است که نفت خام گشتاور کمتری را بر تیغه های پروانه و سطوح هاب و شراد پمپ گریز از مرکز وارد می کند همچنین با افزایش دور پمپ مقادیر توان، افزایش قابل توجهی را برای دبی های بین 30 m³/h و 45 m³/h که برای دو سرعت مشترک هستند، به همراه دارد. همچنین می توان دریافت که با افزایش دبی جریان در هر دو سرعت برای هر

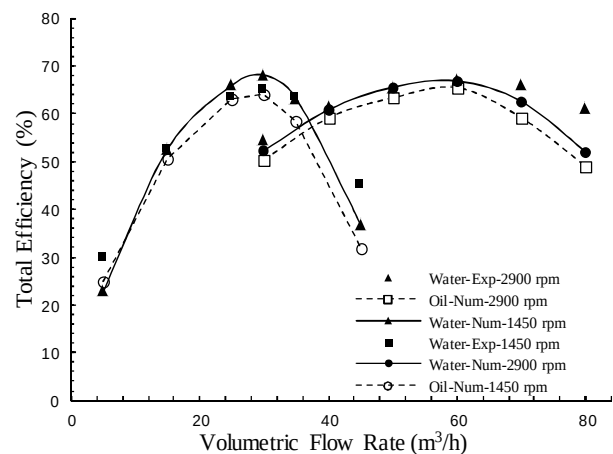


Fig. 7 Comparison between numerical and experimental results of Total Efficiency at two angular velocities of 1450 rpm and 2900 rpm for water and Crude Oil

شکل 7 مقایسه نتایج بازده کل عددی و تجربی در دو سرعت 1450 rpm و 2900rpm برای آب و نفت خام

1- Volumetric efficiency

شکل 12 خطوط جریان محاسبه شده برای 3 دبی مختلف برای آب و نفت را نشان می دهد. تمام کانتور ها در ارتفاع میانی تداخل پروانه و حلزونی برای سرعت 2900rpm ترسیم شده اند. کانتور های دامنه ی سرعت در تمام

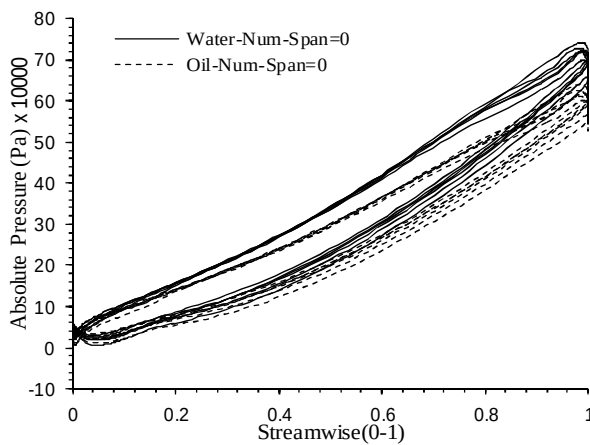


Fig.10 Comparison of Absolute pressure distribution on blades between water and crude oil at section of hub at BEP at 2900 rpm

شکل 10 مقایسه توزیع فشار مطلق روی تیغه ها بین آب و نفت خام در مقطع هاب در نقطه ی طرح در سرعت 2900 rpm

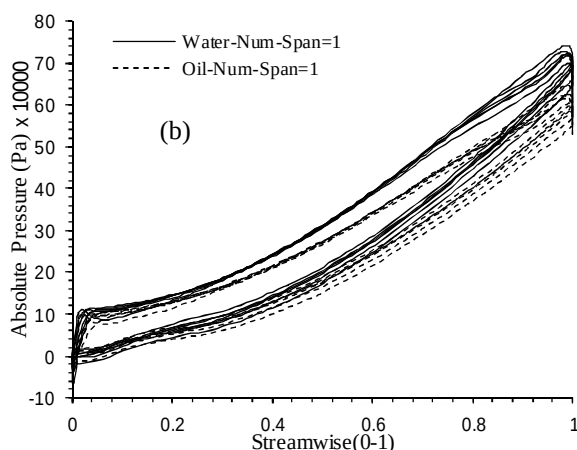
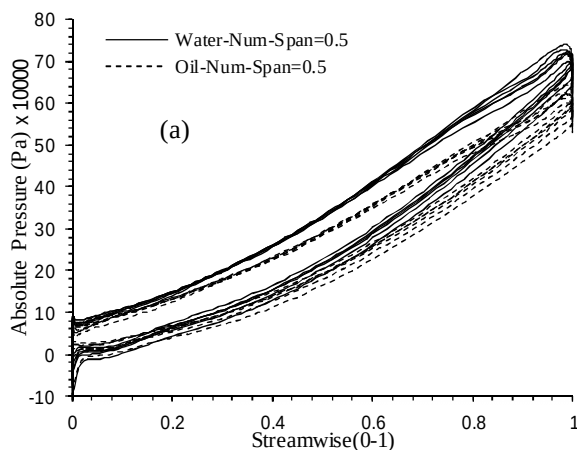


Fig.11 Comparison of Absolute pressure distribution on blades between water and crude oil at sections of (a) mid, (b) shroud at BEP at 2900 rpm

شکل 11 مقایسه توزیع فشار مطلق روی تیغه ها بین آب و نفت خام در مقاطع (a) میانی و (b) شراد در نقطه ی طرح در سرعت 2900 rpm

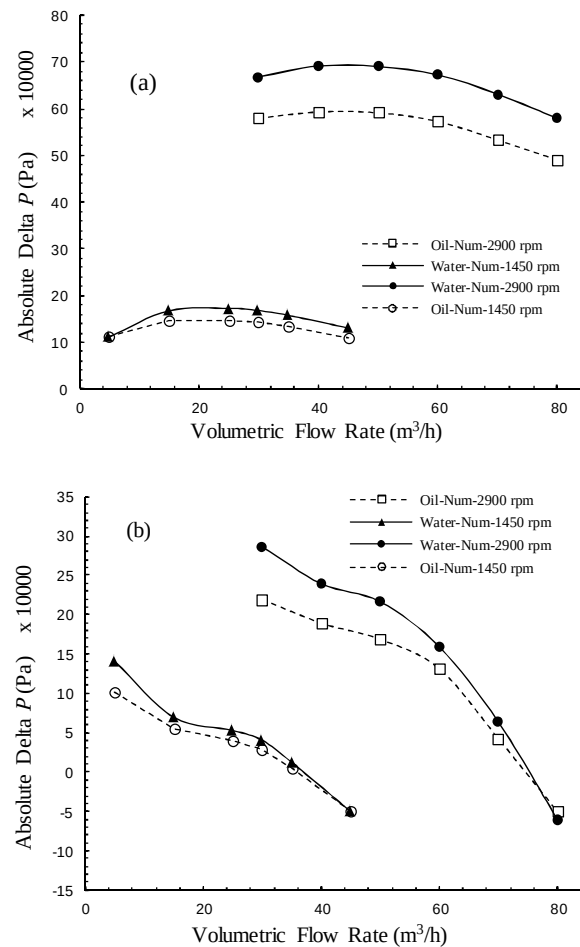


Fig. 9 Comparison of Absolute pressure difference results between inlet and outlet of (a) impeller and (b) spiral Volute at two angular velocities of 1450 rpm and 2900 rpm for water and Crude Oil

شکل 9 مقایسه نتایج اختلاف فشار مطلق بین ورودی و خروجی در (a) پروانه و در (b) حلزونی در دو سرعت 2900rpm و 1450rpm برای آب و نفت خام

می شود ولی برای محدوده ی وسیعی از دبی های حجمی در پروانه ی پمپ شاهد افزایش فشار مطلق از ورودی تا خروجی آن هستیم.

شکل های 10 و 11 توزیع فشار مطلق روی سطوح تیغه های پمپ گریز از مرکز در دور 2900rpm در خطوط مماس با هاب، شراد و خط میانی تیغه بر حسب طول تیغه برای سیال نفت خام و آب را نشان می دهند. همانطور که از نتایج پیداست نفت خام در هر سه ناحیه میزان فشار کمتری نسبت به سیال آب روی تیغه های پمپ گریز از مرکز وارد می کند. شکل های 10 و 11 (a) و (b) نشان می دهند که توزیع فشار های مطلق روی تیغه ها در قسمت های انتهایی تیغه نزدیک حلزونی روی سطوح پر فشار تیغه باهم متفاوت اند که دلیل آن توزیع نامتقارن فشار روی سطوح پر فشار تیغه به علت وجود حلزونی است؛ اما این توزیع فشار در سطوح پرفشار نزدیک به ورودی تیغه توزیع تقریباً یکسانی را برای آب و نفت خام نسبت به توزیع فشار روی سطوح کم فشار دارند.

در شکل های 10 و 11 مقدار استریم وایز¹ صفر و یک به ترتیب مربوط به ورودی و خروجی تیغه ها هستند.

1- Streamwise

سیال آب و نفت خام می تواند مورد بحث قرار گیرد. در ابتدای امر شدت آشفستگی توسط رابطه 7 تعریف می شود:

$$T_s = \frac{1}{\omega R_2} \sqrt{K(x, y, z, \theta)} \quad (7)$$

که در این رابطه ωR_2 بیانگر سرعت خروجی پروانه ی پمپ است و K نیز همان انرژی جنبشی آشفستگی محسوب می شود. به خاطر پایا بودن تحلیل تمامی مقادیر شدت آشفستگی در لحظه ی پایا شدن حل، محاسبه و ترسیم گردیده است. با در نظر گرفتن نفت در پمپ انتظار می رود که در دو سرعت دورانی 1450rpm و 2900rpm برای مقادیر هد پروانه پمپ، تشابه برقرار باشد. در دو سرعت دورانی با توجه به مقادیر عددی هد پمپ می توان ضریب هد پروانه و دبی را به ترتیب به صورت روابط 8 و 9 تعریف کرد:

$$\psi = \frac{g H_{im}}{U_2^2} \quad (8)$$

$$\phi = \frac{Q}{U_2 R_2^2} \quad (9)$$

که پارامتر U_2 نمایانگر سرعت خروجی پروانه ی پمپ است و H_{im} بیانگر هد پروانه است همچنین g شتاب گرانش و Q دبی حجمی جریان است. شکل 13 مقادیر عددی ضریب هد را در دو سرعت دورانی نامبرده به عنوان تابعی از ضریب دبی برای نفت نشان می دهد. همانطور که انتظار می رود نتایج برای دو سرعت دورانی با هم منطبق اند که نشان دهنده ی این است که تشابه برای مقادیر هد پروانه برقرار است. با در نظر گرفتن یک چندجمله ای مرتبه ی دو معلوم شد که معادله ی 10 برای تطابق نتایج عددی هد پروانه بر حسب دبی جریان بسیار مناسب است.

$$H_{im}(Q, n) = C_1 Q^2 + C_2 Qn + C_3 n^2 \quad (10)$$

نواحی پمپ با سرعت خروجی پروانه یعنی U_2 نرمالیزه شده اند. هر دوی کانتورهای سرعت و خطوط جریان بر اساس ناحیه ی چرخان ترسیم شده اند. برای هر دوی آب و نفت خام همانطور که انتظار می رود در شرایط خارج از نقطه ی طرح جریان به شیوه ی نامناسبی جهت گرفته است. همانطور که از شکل 12 (a) و (d) مشخص است چندین نواحی چرخشی در ناحیه پروانه مخصوصا در ناحیه ی پر فشار دیده می شود. علت آن مسدود شدن راهگاه عبور جریان بین دو تیغه به خاطر لغزیدن جریان سیال از پره به داخل جریان می باشد. در دبی $30 \text{ m}^3/\text{h}$ ، آب گردابه های بیشتری را نسبت به نفت خام تشکیل می دهد. در دبی $60 \text{ m}^3/\text{h}$ که دبی نقطه ی طرح برای هر دو سیال است همانطور که پیش بینی می شود در هر دو شکل 12 (b) و (e) کانتور ها بهتر و خطوط جریان جهت گیری مناسب تری دارند ولی گردابه های ریزی در ناحیه پر فشار برای نفت مشاهده می شود که گواه بر این موضوع است که نقطه ی بهترین بازده برای نفت خام اندکی بیشتر یا کمتر از دبی $60 \text{ m}^3/\text{h}$ است. در دبی $80 \text{ m}^3/\text{h}$ برای هر دو سیال مقادیر سرعت جریان مخصوصا در سیال آب به شدت افزایش می یابد به طوریکه در یکی از راهگاه ها نزدیک زبانه ی حلزونی سرعت سیال به بیشینه خود می رسد و همین عامل باعث تداخل جریان و کاهش فشار کل و در نتیجه افت هد شدید می شود. عملکرد پمپ می تواند توسط شدت اغتشاش و اختلاط جریان تحت تاثیر قرار گیرد. در پمپ هایی که بعد از پروانه تیغه های پخش کننده وجود دارند، این اغتشاشات تحت تاثیر کنش و واکنش بین تیغه های پروانه و پخش کننده به طور غیر پایا قرار می گیرند؛ ولی در پمپ مورد بررسی این تیغه ها وجود ندارند و تنها اثرات اغتشاش را می توان در نواحی اطراف زبانه ی حلزونی و قسمت خمیده ی لوله ی خروجی پمپ یافت؛ به همین دلیل بررسی اثرات آشفستگی در این نواحی برای شرایط کاری خارج از نقطه ی طرح در هر دو

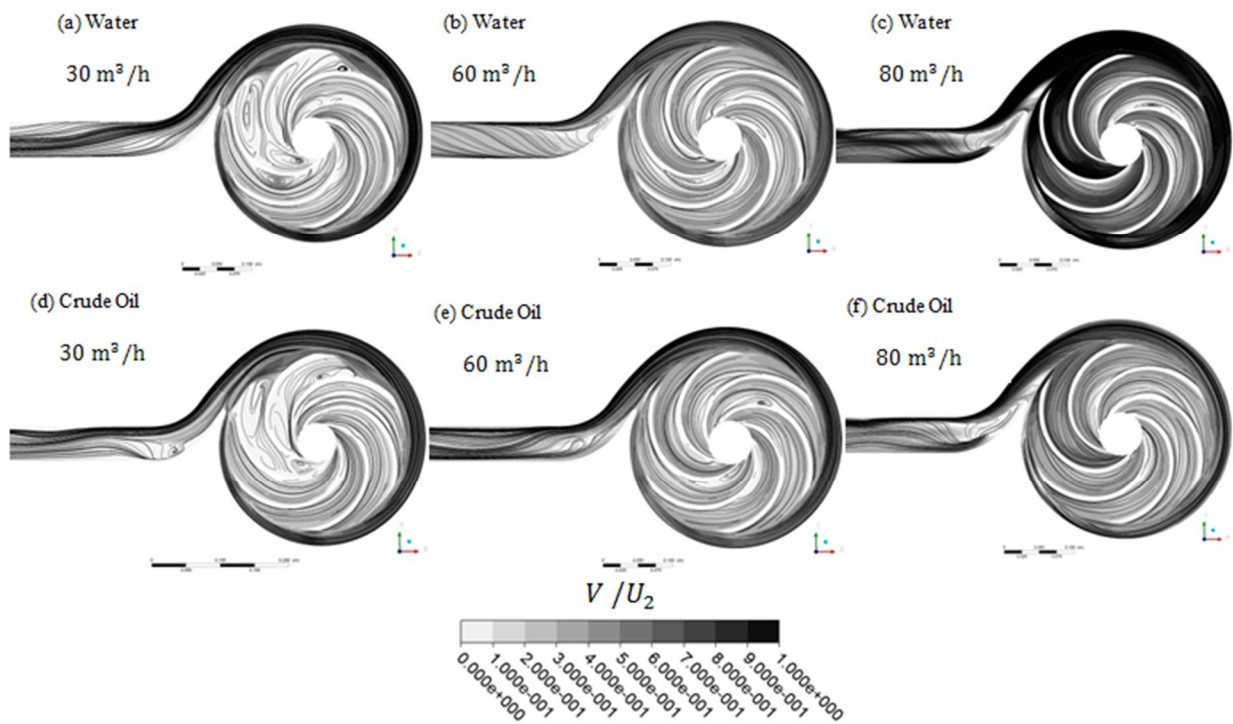


Fig.12 2D streamline paths and velocity magnitude contours at a plane located in the middle height of the impeller-spiral volute interface for two selected flow rates and a rotor speed of 2900 rpm: water : (a) $30 \text{ m}^3/\text{h}$ و (b) $60 \text{ m}^3/\text{h}$ و (c) $80 \text{ m}^3/\text{h}$ ، Crude oil: (d) $30 \text{ m}^3/\text{h}$ و (e) $60 \text{ m}^3/\text{h}$ و (f) $80 \text{ m}^3/\text{h}$

شکل 12 مسیر های دو بعدی خط جریان و کانتورهای دامنه ی سرعت واقع در صفحه ای در ارتفاع میانی تداخل پروانه - حلزونی برای دو مقادیر انتخابی دبی حجمی و سرعت دورانی 2900rpm: آب: (a) $30 \text{ m}^3/\text{h}$ و (b) $60 \text{ m}^3/\text{h}$ و (c) $80 \text{ m}^3/\text{h}$ و نفت خام: (d) $30 \text{ m}^3/\text{h}$ و (e) $60 \text{ m}^3/\text{h}$ و (f) $80 \text{ m}^3/\text{h}$

مرتبه‌ی دو با مقادیر عددی هد پروانه برای نفت در دو سرعت مختلف نشان داده شده است که از تطابق بسیار خوبی برخوردارند. همانطور که از شکل 14 مشخص است میزان هد پروانه در دبی‌های بالا افت چندانی ندارد ولی این موضوع در شکل 6 که نشان دهنده هد کل پمپ بر حسب دبی حجمی است متفاوت است. کانتورهای شدت آشفتنگی برای پمپ در شکل 15 نشان داده شده‌اند.

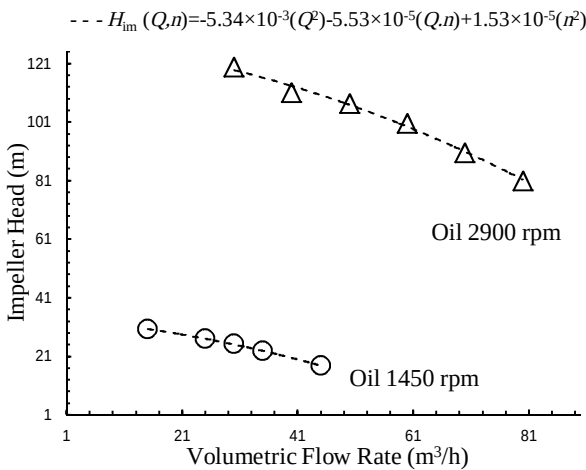


Fig.14 Numerical values of impeller head compared with the fitted curve for Oil

شکل 14 مقادیر عددی هد پروانه در مقایسه با منحنی منطبق شده برای نفت

در این رابطه n بیانگر سرعت دورانی پروانه ی پمپ است. مقادیر ثابت بدست آمده در معادله برای این مورد در ادامه مشخص شده‌اند که عبارتند از $C_1 = -5.34 \times 10^{-3}$ و $C_2 = -5.53 \times 10^{-5}$ و $C_3 = 1.53 \times 10^{-5}$ که در اثر معادل سازی ترم‌های مربوطه با نتایج عددی ضریب هد بر حسب ضریب جریان بدست آمده‌اند. اکنون در شکل 14 مقایسه‌ای بین منحنی‌های حاصل از معادله‌ی

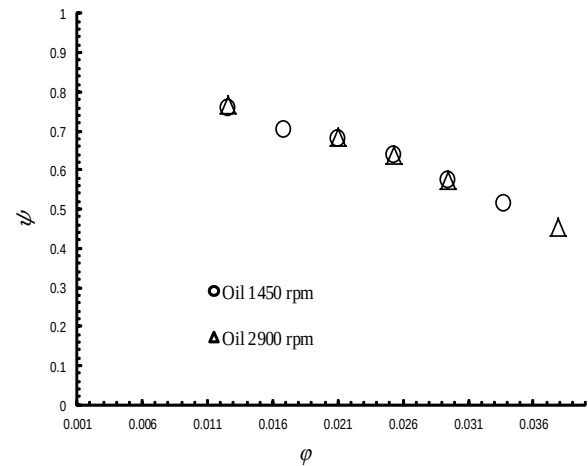


Fig.13 Numerical results of the impeller head coefficient for oil

شکل 13 نتایج عددی ضریب هد پروانه برای نفت

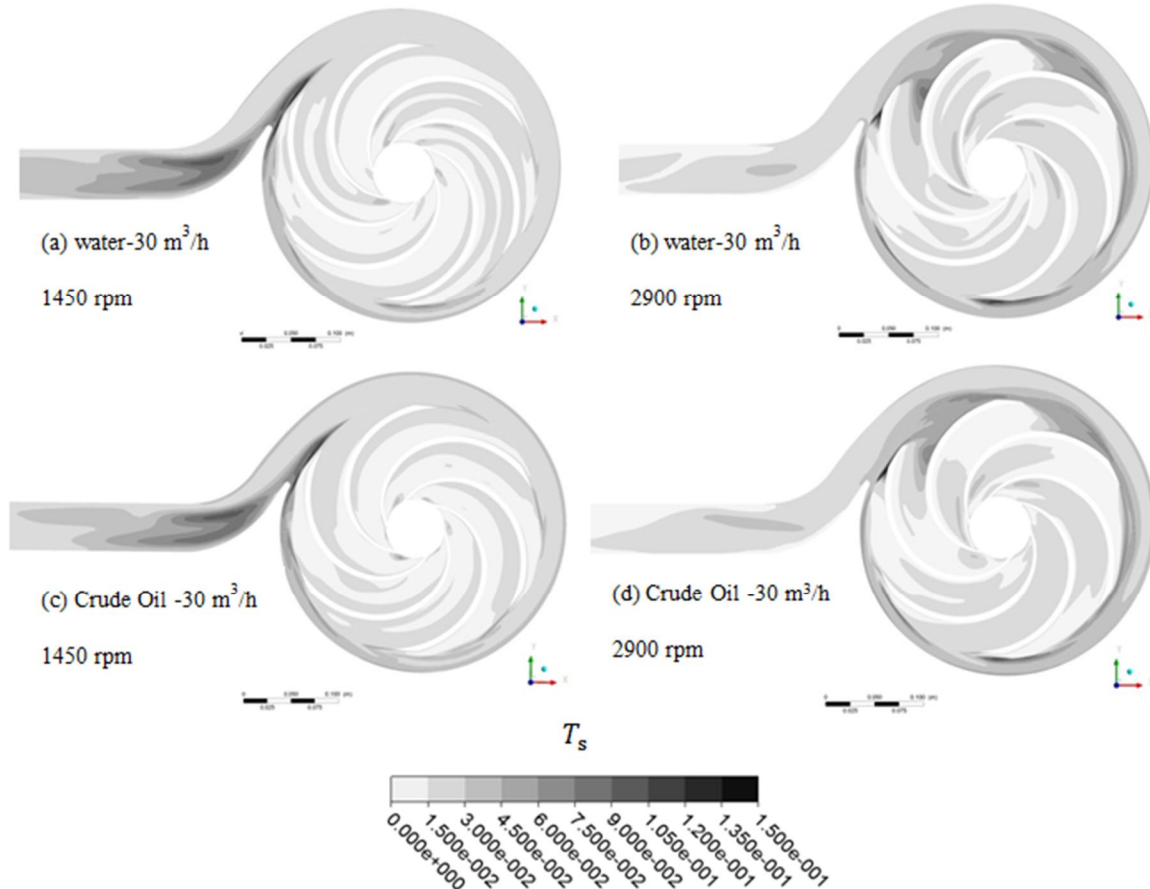


Fig.15 Contour plots of normalized instantaneous turbulence intensity at a plane located in the middle height of the impeller-spiral volute interface for a part-load condition and the best efficiency point for water and crude oil: water: (a) 30m³/h - 1450rpm (b) 30m³/h -2900rpm, Oil : (c) 30 m³/h -1450 rpm (d) 30 m³/h -2900rpm

شکل 15 کانتورهای شدت آشفتنگی نرمالیزه و لحظه‌ای در صفحه‌ای واقع در ارتفاع میانی تداخل پروانه - حلزونی برای شرایط خارج از نقطه طرح و نقطه بهترین بازده برای آب و نفت خام. آب: (a) 1450 rpm-30 m³/h (b) 2900 rpm-30m³/h (c) نفت: (d) 1450 rpm - 30m³/h

خارج از نقطه‌ی طرح به شدت بر جهت گیری جریان تاثیر می گذارد و سرانجام با در نظر گرفتن تشابه مقادیر هد، برای ارائه منحنی هد پروانه بر حسب دبی نفت، یک معادله چند جمله ای مرتبه دو بر نتایج عددی هد پروانه انطباق داده شد. مهمترین نتایج در موارد زیر می تواند خلاصه شود:

- 1- با بکار گیری نفت خام به جای سیال آب میزان بارگذاری و فشار روی تیغه پمپ از مقدار 700 kPa به مقدار تقریبی 625 kPa کاهش یافته است.
- 2- بررسی های انجام شده برای دو سیال آب و نفت خام نشان می دهد که رفتار نفت خام با توجه به نمودار هد و بازده کل برحسب دبی، بسیار شبیه به رفتار آب است.
- 3- میزان اختلاف فشارمطلق در ورودی و خروجی پروانه و حلزونی پمپ برای سیال نفت خام به مراتب از سیال آب کمتر است.
- 4- با افزایش دور پمپ برای هر دو سیال رده های بالای شدت آشفتنگی از لوله ی خروجی به خروجی پروانه انتقال می یابد و بازده به شدت افت می کند و میزان شدت آشفتنگی برای نفت خام نسبت به آب در فضای پروانه پمپ به مراتب کمتر است.
- 5- اصل تشابه برای سیال نفت بررسی شد و در نهایت معادله چندجمله ای مرتبه دو برای پارامتر هد پروانه بر حسب دبی ارائه شده است.

10- فهرست علائم

g	شتاب گرانش (ms^{-2})
H	هد کل پمپ (m)
K	انرژی جنبشی آشفتنگی
n	سرعت دورانی روتور (rpm)
Q	دبی حجمی (m^3s^{-1})
R_2	شعاع پروانه در خروجی (m)
T_s	شدت آشفتنگی در لحظه همگرایی حل
U_2	سرعت خروجی پروانه (m s^{-1})

علائم یونانی

ρ	چگالی (kgm^{-3})
ω	سرعت دورانی روتور (rad s^{-1})
μ	ویسکوزیته ی دینامیکی (Pa s)
Ω	سرعت دورانی روتور (rad s^{-1})
ψ	ضریب هد پروانه
φ	ضریب دبی
η	بازده کل پمپ

زیر نویس ها

im	پروانه
inlet	ورودی
Outlet	خروجی
tot	کل

11- پیوست

رابطه ی بازده کل از رابطه نیمه تجربی مرجع [19] آورده شده است.

در بررسی هد پمپ، به علت وجود حلزونی و کنش و واکنش انتهایی تیغه ها با زبانه ی حلزونی در دبی های بالا و ایجاد جریان های ثانویه در قسمت خمیدگی لوله خروجی افت هد شدیدی در تحلیل عددی مشاهده شده است. همانطور که مشخص است با افزایش سرعت دورانی میزان کاهش هد پروانه، اندکی شیب بیشتری پیدا می کند.

همانطور که از قبل بیان شد برای در نظر گرفتن اثرات اغتشاش جریان باید میزان تغییرات شدت آشفتنگی را در لحظه پایا شدن تحلیل مد نظر قرار داد. شکل 15 میزان تغییرات شدت آشفتنگی را در دو سرعت 1450 rpm و 2900 rpm و در دبی $30 \text{ m}^3/\text{h}$ برای هر دو سیال نفت و آب نشان می دهد. دبی نامبرده، همان دبی نقطه طرح در سرعت 1450rpm است. همانطور که از شکل 15 مشخص است مقادیر لحظه ای T_s برای شرایط خارج از نقطه ی طرح یعنی در شکل های 15 (b) و (d) در نواحی اطراف قسمت خروجی پروانه پمپ بیشتر است. مقادیر شدت آشفتنگی برای هر چهار مورد نرمالیزه¹ شده اند و از مقدار 0 تا 0.15 متغیر اند. همانطور که مشخص است با ثابت ماندن دبی در $30 \text{ m}^3/\text{h}$ و کاهش دور پمپ برای آب و نفت میزان شدت اغتشاش از خروجی پره ها مخصوصا نواحی پر فشار تیغه ها و نزدیک به زبانه ی حلزونی، به نواحی اطراف لوله ی خمیده ی خروجی جریان انتقال می یابد ولی میزان اغتشاشات جریان به طور متوسط برای نفت در هر دو سرعت دورانی تقریباً از آب کمتر است. با افزایش دور به مقدار دو برابر، در دبی حجمی $30 \text{ m}^3/\text{h}$ برای آب، میزان بازده کل پمپ از 68.15% به مقدار 52.32% و برای نفت خام از 64.22% به 50.41% کاهش می یابد که نشان دهنده ی این است که با افزایش دور پمپ در این دبی مقادیر زیاد شدت آشفتنگی از لوله ی خروجی به قسمت خروجی پروانه پمپ انتقال می یابد و تاثیر شدت آشفتنگی بر خروجی پروانه برای کاهش بازده پمپ به مراتب از تاثیرات شدت آشفتنگی در لوله خروجی بیشتر است. از شکل 15 (a) و (c) مشخص است که هنگامی که پمپ در نقطه طرح راه اندازی می شود، شاهد اثرات خفیف شدت آشفتنگی در نواحی ورودی پروانه پمپ نزدیک تیغه ها هستیم، اما به محض اینکه پمپ در شرایط خارج از طرح راه اندازی می شود، اثرات اغتشاش و آشفتنگی جریان در ورودی تیغه ها افزایش می یابد. پس می توان دریافت که اثرات آشفتنگی جریان و میزان اغتشاش در ورودی تیغه ها تاثیر عمده ای بر افت بازده پمپ دارد. این موضوع می تواند با بررسی کاهش شدید بازده در شکل 6 در دبی حجمی $30 \text{ m}^3/\text{h}$ هنگامی که سرعت از 1450 rpm به 2900 rpm تغییر می -کند، به خوبی نشان داده شود.

9- نتیجه گیری و جمع بندی

مقاله ی حاضر تحلیل عددی جریان سیال در پمپ گریز از مرکز اتانرم 50-250 شرکت پمپ ایران را برای آب و نفت خام ارائه داده است. هدف این تحقیق بررسی نتایج تحلیل عددی یک پمپ آبی با وارد کردن سیال نفت در آن و مقایسه ی متغیر های مهم جریان از قبیل سرعت، فشار و شدت آشفتنگی در نقاط حساس پمپ برای این دو سیال بوده است. نتایج عددی بدست آمده برای آب تطابق خوبی را با نتایج تجربی نشان می دهد که دلیل خوبی برای مطالعه ی جریان سیال با استفاده از تحلیل عددی است. نتایج تحلیل با استفاده از نرم افزار CFX برای چندین دبی مختلف جریان در نقطه طرح و خارج از نقطه ی طرح و در دو سرعت 1450rpm و 2900rpm برای نفت خام و آب بدست آمده است. تحلیل عددی نشان داده است که شرایط کاری

- [7] Y. Fu, J. Yuan, S. Yuan, G. Pace, L. d'Agostino, P. Huang, X. Li, Numerical and experimental analysis of flow phenomena in a centrifugal pump operating under low flow rates, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 137, No. 1, pp. 102-114, 2014.
- [8] T. Mihalić, Z. Guzović, A. Predin, Performances and flow analysis in the centrifugal vortex pump, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 135, No. 1, pp. 107-114, 2013.
- [9] M. Vaezi, A. Kumar, The flow of wheat straw suspensions in an open-impeller centrifugal pump, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 69, pp. 106-123, 2014.
- [10] L. Jianfeng, D. Jing, Y. Jianping, Y. Xiaoxi, Steady dynamical behaviors of novel viscous pump with groove under the rotor, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 73, pp. 170-176, 2014.
- [11] N. Moazami, K. Fukamachi, M. Kobayashi, N. G. Smedira, K. J. Hoercher, A. Massiello, S. Lee, D. J. Horvath, R. C. Starling, Axial and centrifugal continuous-flow rotary pumps: A translation from pump mechanics to clinical practice, *Journal of Heart and Lung Transplantation*, Vol. 32, No. 1, pp. 1-11, 2013.
- [12] A. Georgescu, S. Georgescu, C. Ioan, L. Hasegan, A. Anton, D. Maria, EPANET simulation of control methods for centrifugal pumps operating under variable system demand, *Procedia Engineering*, Vol. 119, pp. 1012-1019, 2015.
- [13] H. M. El-Behery SM, A comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planar asymmetric diffuser, *Computers & Fluids*, Vol. 44, No. 1, pp. 248-257, 2011.
- [14] Ansys group, *Ansys CFX Pre User's Guide*, Release 15.0, pp.118, U.S.A, 2013.
- [15] C. Hirsch, *Numerical Computation of Internal and External Flows*, Second Edition, pp. 249-277, Burlington: Elsevier, 2007.
- [16] M.A kazemi laari, S. khaje poor, *Modeling & Numerical Simulation via ANSYS CFX*, pp. 455-456, Tehran: Abed, 2012 (in Persian فارسی)
- [17] M.A.B. Jafarzadeh, A. Hajari, M. M. Alishahi, The flow simulation of a low specific speed high speed centrifugal pump, *Applied Mathematical Modeling*, Vol. 35, No.1, pp. 242-249, 2011.
- [18] *Pumps catalogue-centrifugal pumps-Eta norm 50-250*, Accessed 20 October 2015; <http://www.pumpiran.org/e-catalog/>. (in Persian فارسی)
- [19] M. Tan, S. Yuan, H. Liu, Y. Wang, K. Wang, Numerical research on performance prediction for centrifugal pumps, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, No. 1, pp. 21-27, 2010.

$$\Delta P_d = \begin{cases} 1.1 \times 75 \times 10^{-6} \rho g u_2^3 D_2^2, & N_s > 65 \\ 0.133 \times 10^{-3} \rho [2.5 \times 10^5 \omega D_2^2]^{0.134} \omega^3 \frac{D_2^5}{8}, & N_s < 65 \end{cases} \quad (11)$$

$$N_s = \frac{3.65 N(\text{rpm}) \sqrt{Q(\text{m}^3/\text{s})}}{H^{0.75}(\text{m})} \quad (12)$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 N_s^{-\left(\frac{2}{3}\right)}} \quad (13)$$

12- مراجع

- [1] M. Ghaderi, A.F. Najafi, A. Nourbakhsh, Estimation of a centrifugal pump slip factors at off-design conditions using computational fluid dynamics, *modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 199-207, 2015. (in Persian فارسی)
- [2] H. Stel, G. D. L. Amaral, C. O. R. Negra, S. Chiva, V. Estevam, R. E. M. Morales, Numerical analysis of the fluid flow in the first stage of a two-stage centrifugal pump with a vaned diffuser, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 135, No. 7, pp. 1-9, 2013.
- [3] M. H. Shojaeefard, M. Tahanli, M. B. Ehghaghi, M. a. Fallahian, M. Beglari, Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, Vol. 60, pp. 61-70, 2012.
- [4] H. Alemi, S. A. Nourbakhsh, M. Raisee, A. F. Najafi, Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-Design conditions, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 137, No. 4, pp. 9-19, 2015.
- [5] Z. Gao, W. Zhu, L. Lu, J. Deng, J. Zhang, F. Wuang, Numerical and experimental study of unsteady flow in a large centrifugal pump with stay vanes, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 136, No. 7, pp. 101-110, 2014.
- [6] M. Nataraj R. Ragoth Singh, Analyzing pump impeller for performance evaluation using RSM and CFD, *Desalination and Water Treatment*, Vol. 52, No. 34-36, pp. 6822-6831, 2014.