

بررسی تاثیر تعداد پره ها بر روی عملکرد پمپ گریز از مرکز

میر بیوک احقایی*

کیهان کوزه گر غیائی

محمد وجدی

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

چکیده

پمپ های گریز از مرکز در صنایع مختلف، کاربردهای فراوانی دارند. از این رو در این مطالعه، تاثیر تعداد پره های مختلف بر روی عملکرد پمپ گریز از مرکز به صورت عددی بررسی شده است. برای بررسی، جریان در پروانه و حلزونی پمپ به صورت عددی با نرم افزار سی اف ایکس شبیه سازی شده است. روش عددی حجم محدود به همراه مدل آشفتگی کا-امگا-اس تی برای تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفته است. جریان در پروانه و حلزونی به ترتیب با دستگاه مختصات چرخان و ساکن تحلیل شده است و نتایج با رابط روتور ایستا به یکدیگر کوپل شده اند. مطالعه برای ۵ پروانه با تعداد پره های ۵، ۶، ۷، ۸ و ۹ صورت گرفته است. منحنی هد - دبی پمپ گریز از مرکز ۶ پره ای با یک مدل واقعی مقایسه شده است، با توجه به کم بودن خطای عددی می توان با اطمینان بالا از این مدل شبیه سازی شده، استفاده کرد. نتایج، حاکی از افزایش هد و کاهش بازده پمپ با افزایش تعداد پره می باشد. نهایتاً تعداد پره ی بهینه برای پمپ مورد نظر بدست آمده است.

واژه های کلیدی: پمپ گریز از مرکز، شبیه سازی عددی، پروانه، هد پمپ.

Study of the Effect of Blade Numbers on Centrifugal Pump Performance

M. B. Ehghaghi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

K. Kuzegar Ghiyasi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. Vajdi

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabil, Ardabil, Iran

Abstract

Centrifugal pumps have many applications in various industries. Therefore, in this study, the effect of different blade numbers on the centrifugal pumps performance has been numerically investigated. The flow in impeller and volute has been investigated numerically by ANSYS-CFX commercial code. A numerical study has been done using Finite volume method and K- ω SST turbulence model. Rotating and stationary frames have been used to analyze flow in impeller and volute respectively and the results have been coupled by frozen rotor. Five impellers with 5, 6, 7, 8 and 9 blades were tested. Six-bladed H-Q curve of centrifugal pump was compared with a real model. Due to the small numerical error, we could use simulated pump with high reliability. The results indicate an increase in the head and a decrease in efficiency of the pump with increasing the blade number. Finally, the optimum number of blades for the pump has been obtained.

Keywords: Centrifugal pump, Numerical Simulation, impeller, head of pump.

۱- مقدمه

از زمان های گذشته بشر به فکر ساخت تجهیزاتی برای آسان نمودن کارهای روزمره بوده است. یکی از این تجهیزات که بخصوص برای بهره برداری از منابع آبی مورد توجه قرار گرفته پمپها هستند که به تدریج تکامل یافته و به شکل امروزی در آمده اند [۱]. پمپها وسیله ای هستند که انرژی مکانیکی را از یک منبع خارجی اخذ و به سیالی که از آن عبور می نماید، انتقال می دهند و انرژی سیال را بعد از خروج ماشین افزایش می دهند. از این دستگاه برای انتقال سیال به یک ارتفاع هندسی معین و یا حرکت سیال در مدارهای مختلف هیدرولیکی و سیستم های لوله کشی و به طور کلی انتقال سیال به نقطه ی دیگر استفاده می شود. امروزه، سیستم های پمپاژ خواستار ۲۰ درصد انرژی الکتریکی جهان هستند و در حدود ۲۵ تا ۵۰ درصد در عملکردهای صنعتی مورد استفاده قرار می گیرند [۲]. سیستم های پمپاژ به طور

گسترده در صنعت برای ذخیره انرژی، بهبود سیستم های سرد کننده و سرویس های روغن کاری، انتقال سیال برای عملکردهای خاص و برای بهبود نیروهای وارده در سیستم های هیدرولیکی مورد استفاده قرار می گیرند. پمپها در سیستم های صنعتی ۲۷ درصد برق تولیدی را مصرف می کنند، در نتیجه بهبودی عملکردهای انرژی و کاویتاسیون پمپها مهم به نظر می رسد [۳].

یکی از پارامترهای اساسی در مورد انتخاب پمپها، میزان هد تولیدی است که تابع پارامترهای مختلفی از جمله قطر پروانه، سرعت دورانی پمپ، دبی پمپ، زاویه خروجی پره ها و تعداد پره ها است [۴ و ۵]. در طراحی پمپها معمولاً از نظریه یک بعدی اولیه استفاده می شود و به منظور اطمینان از یک بعدی بودن جریان در این نظریه، تعداد پره ها بی نهایت با ضخامت صفر در نظر گرفته می شود که در عمل غیر ممکن است. در نتیجه با کاهش تعداد پره ها جریان در فضای بین پره ها از حالت یک بعدی خارج شده و به طور کامل از پروفیل پره ها

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: ehghaghi@tabrizu.ac.ir

پیروی نمی کند. [۶] که منجر به کاهش مقدار هد پمپ به کمتر از هد اوپلر می شود [۷].

محققین زیادی به طراحی و تحلیل عملکرد پمپ های گریز از مرکز با استفاده از روش های عددی پرداخته اند [۸-۱۱]. در سال ۱۹۷۶ یوکویاما تاثیر موقعیت ورودی پروانه پمپ را بر روی کارایی پمپ و عملکرد کاویتاسیونی پمپ گریز از مرکز بررسی کرد و مقاله ای در این زمینه در مجله انجمن مهندسی ژاپن چاپ کرد [۱۲]. هافمن و استافل مطالعه عددی و آزمایشگاهی پمپ گریز از مرکز با پره های منحنی شکل را در سال ۲۰۰۱ انجام دادند [۱۳]. در سال ۲۰۱۰ لیو هولین و وانگ یانگ تاثیر تعداد پره ها بر عملکرد پمپ گریز از مرکز را مورد بررسی قرار دادند [۱۴]. سوچای چاکرابورتی و همکارانش در سال ۲۰۱۱ تاثیر تعداد پره های پروانه ی گریز از مرکز بر عملکرد پمپ را در سرعت ثابت ۴۰۰۰ دور در دقیقه برای پمپ هایی با تعداد پره های ۴ الی ۱۲، مورد بررسی قرار دادند، آنها برای تحلیل عددی از نرم افزار انسیس فلونت (۱) استفاده کردند [۱۵]. یک سال بعد آقای چاکرابورتی و همکاران تاثیر تعداد پره ها را در سرعت های مختلف دورانی برای پروانه پمپ گریز از مرکز مورد تحلیل قرار دادند، آنها تعداد پره های ۴ تا ۱۲ را در سه سرعت ۲۹۰۰ rpm و ۳۳۰۰ rpm و ۳۷۰۰ rpm بررسی نمودند و بهترین تعداد پره را برای سرعت های مختلف بدست آوردند [۱۶]. در سال ۲۰۱۵ پاتیل و همکارانش تاثیر تغییرات هندسی بر روی پروانه پمپ گریز از مرکز را بررسی کردند. در این مقاله به نتایج زیر دست یافتند. اصلاح پروانه تاثیر بر روی استحکام پروانه و پمپ می گذارد. تغییر زوایای ورودی و خروجی پره ها می تواند تاثیر مثبتی بر روی عملکرد پمپ بگذارد ولی باید مقدار مناسبی انتخاب شود زیرا مقادیر بزرگتر باعث ایجاد خلا و مقادیر کوچک موجب مسدود کردن راه سیال می شود. همچنین استفاده از دیفیوزر موجب بهبودی عملکرد می شود ولی از طرفی باعث افزایش وزن پمپ می گردد. استفاده از پره های جداکننده نیز در این مقاله بررسی شد که این پره ها موجب کاهش ارتعاش و نویز گردیدند [۱۷].

با پیشرفت دینامیک سیالات محاسباتی بیشتر مطالعات با بکارگیری این روش انجام گرفته اند. روش تحلیل عددی به ما اجازه می دهد که اطلاعات را در موقعیت هایی که آزمایش عملی ممکن نیست، بدست آوریم. بیشتر پژوهش ها که توسط متخصصین انجام گرفته است، در حالت طراحی یا نزدیک به طراحی بوده است. تعداد کمی از تلاش ها برای مطالعه عملکرد خارج از طراحی وجود داشته است. به علت پیشرفت دینامیک سیالات محاسباتی، می توان مقادیر عملکرد محاسبه شده بوسیله نرم افزارهای شبیه سازی شده را به مقادیر عملی نزدیک یافت. پیش بینی رفتار در موقعیت فیزیکی داده شده تاثیر گرفته از متغیرهای حاکم بر مسئله، مورد بررسی می باشد. دینامیک سیالات محاسباتی یک ابزار طراحی صنعتی است که به کاهش هزینه و زمان طراحی در جهان مهندسی کمک می کند. دینامیک سیالات محاسباتی یک مدل مقرون به صرفه و دقیق را به جای مدل تست فراهم می کند. با کمک رایانه می توان سرعت طراحی را بالا برد، به دلیل اینکه ساخت هندسه و شبکه بندی آن به آسانی صورت می گیرد.

در این مقاله برای تحلیل عددی، حالت پایای سه بعدی برای پمپ گریز از مرکز با تعداد پره های ۵، ۶، ۷، ۸ و ۹ از نرم افزار انسیس

سی اف ایکس ۱۵^۲ برای پمپ اتانرم ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران در نظر گرفته شده است. پمپ مورد بررسی با قطر پروانه ی ۲۰۹ میلی متر، زاویه ی خروجی پره ها ۲۷/۵ درجه و عرض پروانه در خروجی ۱۷ میلی متر در نظر گرفته شده است. پمپ با سرعت ۱۴۵۰ دور در دقیقه کار می کند.

۲- معادلات حاکم

جریان در توربوماشین ها به دلیل بالا بودن عدد رینولدز آشفته است. بنابراین به منظور تحلیل جریان از مدل های آشفته استفاده می شود. در متوسط گیری جریان های تراکم ناپذیر حالت دائمی، معادلات بقا را می توان بر اساس مقادیر متوسط رینولدزی یا متوسط گیری زمانی حل کرد که متداول ترین روش در مدلسازی جریان های آشفته روش متوسط گیری زمانی است. با استفاده از این روش، برای جریان های تراکم ناپذیر، شکل کلی معادلات حاکم را می توان به صورت روابط (۱) تا (۴) بیان نمود. در این معادلات اثرات عبارت های ناشی از دوران جریان شامل نیروهای کریولیس و گریز از مرکز را نیز می توان به کمک اضافه نمودن عبارت چشمه به معادلات ممنوم، مدلسازی کرد [۱۸]. معادله ی پایستگی جرم برای سیال غیر قابل تراکم به صورت رابطه ی (۱) ارائه شده است:

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

معادله ی بقای مومنتم نیز به صورت معادله ی (۲) به کار برده می شود. [۱۸]

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

که جمله چشمه شامل شتاب گریز از مرکز و کریولیس بوده و برابر است با:

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

تنش برشی اعمال شده نیز به کمک معادله ی (۴) محاسبه می گردد:

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

معادله های اساسی موجود با استفاده از روش حجم محدود گسسته سازی و سپس حل می شوند. برای حل معادلات می توان از دستگاه مختصات چرخان یا ثابت استفاده نمود. اگر دستگاه مختصات چرخان مورد استفاده قرار گیرد، جریان در پروانه پایا و در حلزونی ناپایا می شود اما چنانچه دستگاه مختصات ساکن به کار گرفته شود جریان در پروانه ناپایا و در حلزونی پایا خواهد بود. بنابراین معادله ها یکبار با دستگاه مختصات چرخان برای پروانه و بار دیگر در دستگاه مختصات ساکن برای حلزونی حل شده اند. برای استخراج نتایج کلی و شبیه

$$\int_s \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_v S_{u_i} dv \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho u_i dv + \int_s \rho u_j u_i dn_j = - \int_s \Gamma \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_s \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_v S_\phi dv \quad (7)$$

در کد سی‌اف ایکس بردارهای سرعت در مختصات دکارتی محاسبه شده و در نقاط انتگرال‌گیری شارها تعیین می‌گردند. با توجه به اینکه نقاط انتگرال‌گیری برای سلول‌های مجاور مشترک است، شار ورودی یک سلول برابر شار خروجی سلول مجاور بوده و در نتیجه با ارضای معادلات بقا خواهیم داشت [۲۳]:

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (8)$$

$$\rho V \left(\frac{u_i - u_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_j)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V \quad (9)$$

$$\rho V \left(\frac{\phi - \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (10)$$

در معادلات ذکر شده، مقدار دبی برابر است با:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_{ip}^0 \quad (11)$$

کد سی‌اف ایکس از حلگر کوپل استفاده می‌نماید و در نتیجه متغیرهای فشار و سرعت (مؤلفه‌های سرعت) به طور همزمان از حل دستگاه معادله‌ها تعیین می‌گردند. روش حل، ضمنی بوده و برای مسائل پایا، معادلات تا رسیدن به جواب‌های حالت پایا در هر گام زمانی حل می‌گردند [۱۹].

۴- شبیه سازی سه بعدی

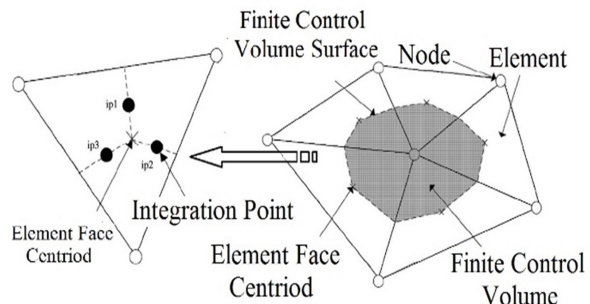
فضای محاسباتی به دو ناحیه مجزا شامل پروانه و حلزونی تقسیم شده است. ناحیه حلزونی، که به همراه سیال داخل آن ساکن در نظر گرفته شده است. ناحیه پروانه که شامل پروانه و سیال داخل آن می‌باشد با سرعت زاویه‌ای ۱۴۵۰ دور در دقیقه در حال دوران است.

شرط مرزی در خروجی پمپ که در ناحیه حلزونی واقع است، به صورت دبی عبوری از پمپ تعیین شده است. مکش پمپ در ناحیه پروانه قرار داشته و به صورت فشار کل مکش معرفی می‌گردد. شرایط مرزی برای این مسئله به اینصورت است که سیال با فشار نسبی ۰/۱۵ بار وارد پروانه می‌شود و با دبی جرمی ۱۵/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه از

سازی جریان در کل پمپ، حل دو مرحله‌ای فوق توسط رابط روتور ایستا^۱ به یکدیگر کوپل گشته‌اند [۲۰]. برای مدل‌سازی آشفتنی در داخل پمپ نیز از مدل K-WSST استفاده شده است. این مدل به همراه تابع دیواره‌ی اتوماتیک^۲، هم در نزدیکی دیواره و هم در نواحی دورتر نتایج مطلوب تری ارائه می‌دهد [۱۹]. به عبارتی در این مدل، نواحی نزدیک دیواره توسط مدل کا-امگا^۳ و نواحی دور از دیواره بر مبنای مدل K-E^۴ شبیه سازی می‌گردند تا از مزایای هر دو روش استفاده شود [۲۱].

۳- گسسته سازی معادلات

نرم افزار سی‌اف ایکس برای حل معادله‌ها، آن‌ها را با روش حجم محدود گسسته می‌نماید، اما برای تحلیل هندسه و المان‌ها از روش المان محدود استفاده می‌کند؛ لذا المان‌ها برای شبکه بندی در نظر گرفته شده و گره‌های شبکه به وجود آمده‌اند. سپس با استفاده از این گره‌ها حجم‌های کنترلی تشکیل شده‌اند تا از انعطاف پذیری هر دو روش المان محدود و حجم محدود استفاده گردد [۲۲]. به منظور گسسته‌سازی، با استفاده از نقاط انتگرال‌گیری از معادلات حاکم بر روی حجم انتگرال‌گیری شده و با استفاده از قضیه‌ی گاوس به انتگرال سطح تبدیل گردیده‌اند. برای تشکیل حجم‌های کنترلی، وسط هر المان هندسی تعیین و با اتصال صفحه‌ی میانی المان‌ها، حجم کنترل مورد نظر مشخص شده است. نحوه‌ی ایجاد این حجم‌ها در شکل ۱ مشاهده می‌شود.



شکل ۱- المان‌ها و تشکیل حجم کنترل محدود [۲۲]

معادله‌های انتگرالی که برای گسسته‌سازی هر حجم محدود به کار می‌روند به صورت روابط (۵) تا (۷) می‌باشند:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho dv + \int_s \rho u_i dn_j = 0 \quad (5)$$

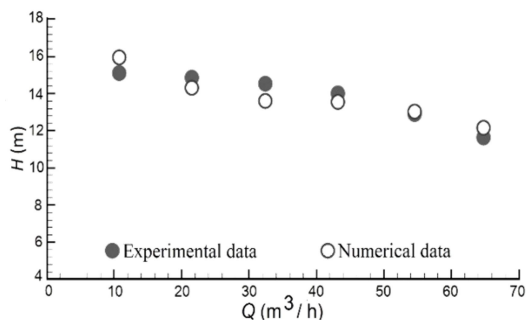
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho u_i dv + \int_s \rho u_j u_i dn_j = - \int_s P dn_i +$$

¹ Frozen Rotor

² Automatic Wall Function

³ k- ω

⁴ k- ϵ



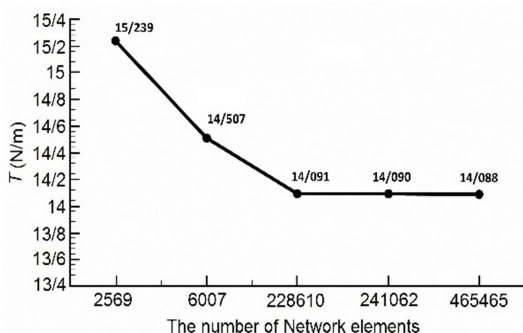
شکل ۳- نمودار مقایسه مقادیر هد عددی و تجربی

جدول ۲- مقایسه نتایج هدهد عددی و تجربی

هد پمپ (m)	دبی حجمی (m³/hr)	
	واقعی	عددی
۵/۲۷	۱۵/۰۸	۱۵/۹۲
۴/۰۳	۱۴/۸۸	۱۴/۲۸
۶/۴۶	۱۴/۵۵	۱۳/۶۱
۳/۲۱	۱۴	۱۳/۵۵
۱/۱۵	۱۲/۸۸	۱۳/۰۳
۴/۲۰	۱۱/۶۳	۱۲/۱۴

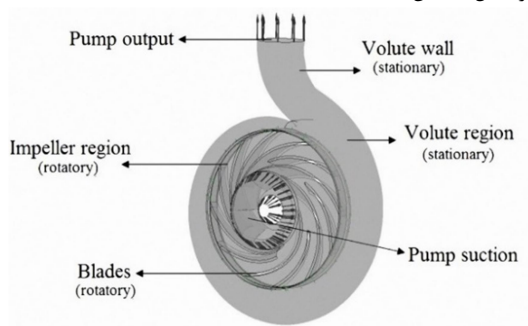
۷- تست استقلال نتایج از شبکه

برای استفاده از نرم افزار ابتدا باید شبکه بندی به گونه‌ای باشد که مشخصات بدست آمده از پمپ، مستقل از نوع و اندازه سلول‌های شبکه باشد. برای استقلال شبکه و بدست آوردن سایز مناسب سلول‌ها، در دبی حجمی ۵۵ مترمکعب بر ثانیه (دبی نامی پمپ ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران) و با ثابت نگه داشتن دیگر مشخصه‌های پمپ مورد نظر، گشتاور انتقالی پروانه پمپ بدست آمده است. همانطور که مشخص است، گشتاور پروانه پمپ نباید با تغییر اندازه شبکه‌ها تغییر کند. با کاهش اندازه سلول، گشتاور پروانه پمپ برای تعدادسلول‌های مختلف بررسی شده‌است که نتایج آن در شکل (۴) آورده شده است.



شکل ۴- تعداد سلول‌ها همراه با محاسبه گشتاور پروانه

حلزونی پمپ خارج می‌شود. کلیه دیواره‌های موجود در ناحیه حلزونی و پروانه به صورت دیواره بدون لغزش معرفی شده‌اند، با این تفاوت که دیواره‌های ناحیه حلزونی ساکن و دیواره‌های ناحیه پروانه در حال دوران با سرعتی برابر با سرعت پروانه هستند. شرایط مرزی بکار رفته در شکل ۲ نشان داده شده‌اند.



شکل ۲- نواحی پمپ شبیه سازی شده و شرایط مرزی

۵- شرایط مرزی

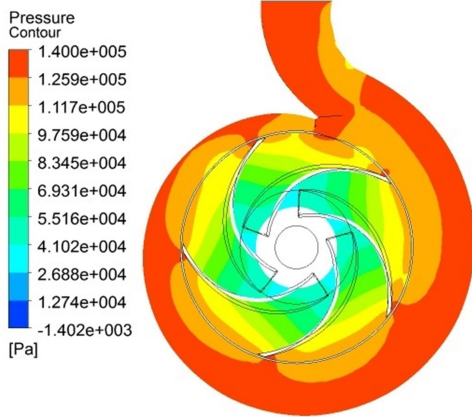
سیال با فشار نسبی ۰/۱۵ بار وارد پروانه شده و با دبی جرمی ۱۵/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه از حلزونی پمپ خارج شده است. بقیه اجزای پمپ به صورت دیوار با زبری ۰/۰۰۰۵ متر در نظر گرفته شده‌اند. شرایط مرزی تمامی اجزای پمپ در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول ۱- شرایط مرزی

پمپ	اجزای پمپ	چارچوب	شرط مرزی	مقدار (واحد)
پروانه پمپ	چشمی ورودی	ساکن	فشار نسبی	۰/۱۵ (بار)
	توپب	چرخشی	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	پوشش	چرخشی	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	پره‌ها	چرخشی	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	صفحه‌ی رابط	شار جریان ثابت	(توسط نرم افزار محاسبه می‌شود)	
حلزونی پمپ	خروجی حلزونی	ساکن	دبی ثابت	۱۵/۱۵ (کیلوگرم بر ثانیه)
	دیوار حلزونی	ساکن	دیوار زبر	۰/۰۰۰۵ (متر)
	صفحه‌ی رابط	شار جریان ثابت	(توسط نرم افزار محاسبه می‌شود)	

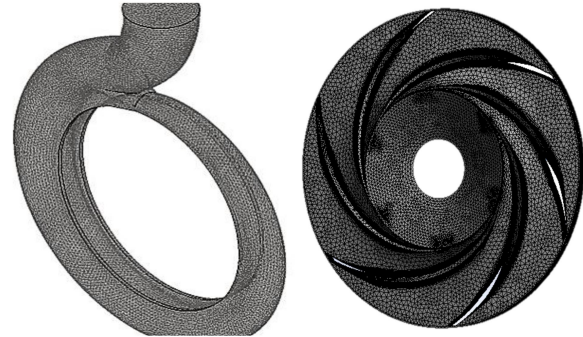
۶- اعتبارسنجی مدل شبیه سازی شده

برای اطمینان از نتایج حاصل از مدل شبیه سازی شده، نمودار هد-دبی مدل ۶ پره‌ای با یک نمونه واقعی (پمپ ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران) مقایسه شده است [۲۴]. با توجه به نمودار مقایسه، بیشترین خطای موجود ۵/۲۷٪ می‌باشد و خطا در نقطه کاری پمپ در دبی ۵۴/۵۴ مترمکعب بر ساعت حدود ۱/۱۵ درصد می‌باشد که بسیار کم و قابل قبول به نظر می‌رسد. در نتیجه می‌توان با دقت بالایی از این شبیه سازی عددی برای آزمایش پمپ استفاده نمود.

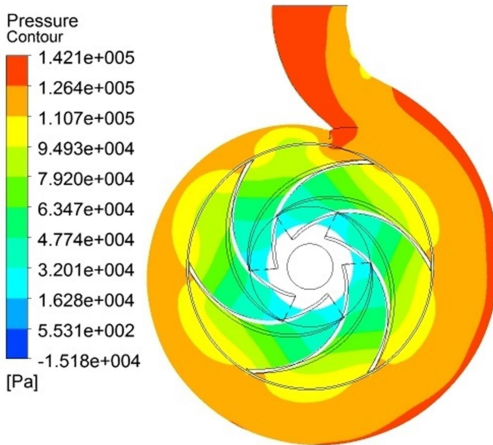


شکل ۷ - توزیع فشار در پمپ با ۵ پره

با توجه به شکل ۴ مشاهده می‌شود پس از تعداد سلول ۲۲۸۶۱۰ مقدار گشتاور تقریباً ثابت مانده و تغییر در حد بسیار ناچیز می‌باشد. پس باتوجه به استقلال شبکه و راحتی کار، از تعداد سلول ۲۲۸۶۱۰ برای پروانه پمپ و با ثابت نگهداشتن اندازه سلول، از تعداد سلول ۲۲۳۷۲۰ برای شبکه بندی حلزونی پمپ استفاده می‌شود. شکل ۵ نمایی از شبکه بندی پروانه و حلزونی پمپ را نمایش می‌دهد.



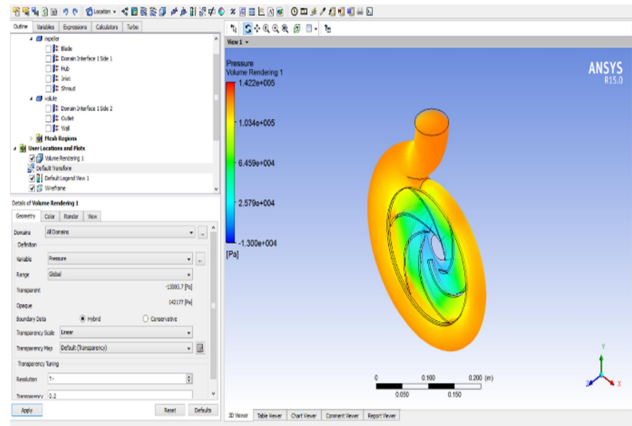
شکل ۵- شبکه‌بندی پروانه و حلزونی پمپ



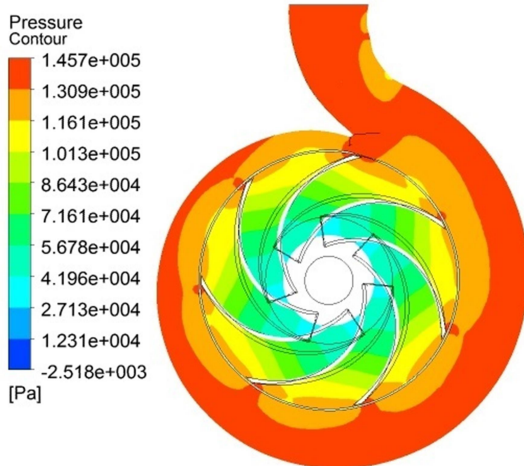
شکل ۸ - توزیع فشار در پمپ با ۶ پره

۸- تغییرات اعمال شده بر تعداد پره های پمپ

برای بررسی تاثیر تعداد پره‌های پمپ گریز از مرکز، در پنج تعداد پره مختلف، پمپ ۲۰۰-۶۵ شرکت پمپیران مورد بررسی قرار گرفته است. نمایی از هندسه سه‌بعدی پمپ مورد بررسی در محیط نرم افزار آورده شده است. (شکل ۶)



شکل ۶ - محیط نرم افزار برای هندسه سه بعدی پمپ ۶ پره ای



شکل ۹ - توزیع فشار در پمپ با ۷ پره

۹- نتایج و بحث

۹-۱- توزیع فشار در سرعت ۱۴۵۰ دور در دقیقه

توزیع فشار در پمپ‌ها با تعداد پره‌های مختلف در صفحه میانی پمپ در شکل‌های ۷ تا ۱۱ نشان داده شده‌اند. با توجه به شکل‌ها مشاهده می‌کنیم فشار متوسط در پمپ‌ها با افزایش تعداد پره، افزایش می‌یابد. بنابراین تعداد پره بر روی توزیع فشار تاثیر مثبت می‌گذارد.

هد پمپ از روابط زیر بدست می‌آید. رابطه ۱۲ نشان دهنده هد اوپلر (هد ایده آل) می باشد.

$$H_E = \frac{1}{g} (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (12)$$

که در آن H_E ، هد ایده آل پمپ می باشد. هد واقعی از رابطه ۱۳ بدست می‌آید.

$$H = \eta_h \times S.F \times H_E \quad (13)$$

که در آن $S.f$ و η_h به ترتیب نشان دهنده ضریب لغزش و بازده هیدرولیکی می باشند، که با توجه به معیار اسپانوف به ترتیب ۰/۷۳ و ۰/۹۳ در نظر گرفته شده اند [۲۵].

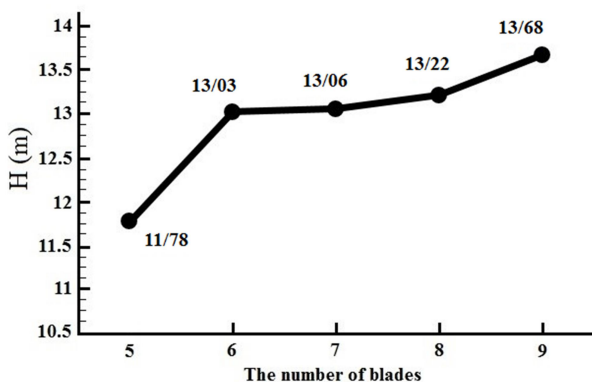
مقدار بازده از رابطه ۱۴ بدست می‌آید. این نکته قابل توجه است، بازده‌های برآورد شده در این مقاله مربوط به عملکرد پروانه می‌باشد و اتلافات موتور، یاتاقانها، اتلافات ورودی و... در نظر گرفته نشده اند ولی می‌توانند معیار خوبی برای مقایسه‌ی پمپ‌ها باشند.

$$\eta = \frac{\gamma Q H}{T \Omega} \quad (14)$$

که در آن H و Q به ترتیب دبی عبوری، هد پمپ می‌باشند.

۸-۳- مقایسه هد پمپ‌ها با تعداد پره‌های مختلف

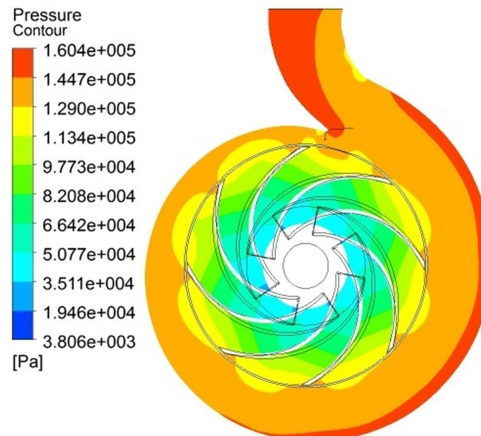
هد پمپ‌های گریز از مرکز با تعداد پره‌های مختلف در شکل ۱۳ نشان داده شده است. با توجه به شکل واضح است که با افزایش تعداد پره، هد پمپ در حال افزایش است. هد پمپ در تعداد پره‌های ۵، ۶، ۷، ۸، ۹، به ترتیب ۱۱/۷۸، ۱۳/۰۳، ۱۳/۰۶، ۱۳/۰۳، ۱۱/۷۸ می‌باشد.



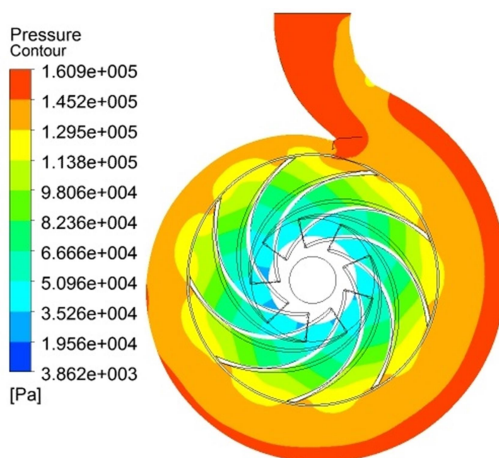
شکل ۱۳- هد با تعداد پره های مختلف

۹-۴- مقایسه بازده پمپ‌ها با تعداد پره‌های مختلف

در نمودار این قسمت، بازده کل پمپ‌های گریز از مرکز با تعداد پره‌های متفاوت آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، بالاترین بازده مربوط به پمپ همراه با ۶ پره است. نمودار مربوطه در شکل ۱۴ آورده شده است.



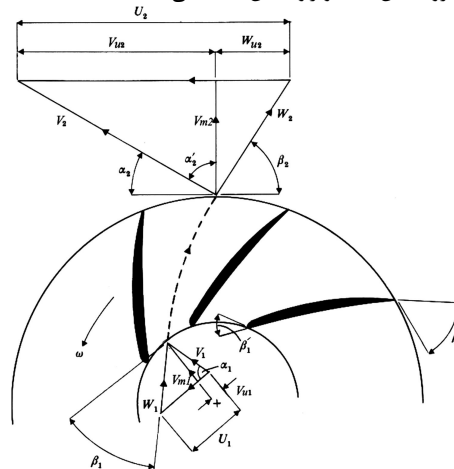
شکل ۱۰- توزیع فشار در پمپ با ۸ پره



شکل ۱۱- توزیع فشار در پمپ با ۹ پره

۹-۲- محاسبه مقدار هد و بازده پمپ

مثلث سرعت‌ها در ورودی و خروجی پروانه در شکل ۱۲ نشان داده شده است. در این شکل U, V, W به ترتیب سرعت نسبی سیال نسبت به پره، سرعت دورانی پره و سرعت مطلق سیال می‌باشند. α, β نیز به ترتیب زوایه بین V, U و زوایه بین W, U می‌باشند.



شکل ۱۲- مثلث‌های سرعت در ورودی و خروجی پروانه

نشان می‌دهد میزان افزایش هد از پمپ ۵ پره‌ای به پمپ ۶ پره‌ای بیشتر از بقیه است. تعداد پره‌های پمپ گریز از مرکز، فاصله‌ی بین آن‌ها و میزان سطح تماس پره‌ها با سیال را مشخص می‌کند، افزایش فاصله بین پره‌ها، تغییر جهت متوسط سیال عبوری از بین پره‌ها را کاهش می‌دهد و حتی ممکن است قسمت اعظم سیال بدون تغییر جهت از بین پره‌ها عبور کند. همچنین با افزایش تعداد پره‌ها، سطح تماس بین سطوح پره‌ها و سیال عبوری زیاده‌تر شده و افت اصطکاکی افزایش پیدا می‌کند بنابراین برای هر پمپ با مشخصات مختلف، تعداد پره‌های بهینه وجود دارد. میزان تغییر بازده با تغییر تعداد پره‌ها آورده شده است، که نشان می‌دهد بیشترین بازده عملکرد، مربوط به پمپ ۶ پره می‌باشد. در قسمت آخر به احتمال وقوع کاویتاسیون در تعداد پره‌های مختلف پرداخته شده است که مشاهده می‌شود در پمپ ۶ پره‌ای احتمال وقوع کاویتاسیون نسبت به دیگر پمپ‌ها بالا می‌باشد. با توجه به تحلیل‌های عددی این مقاله، بازده پمپ ۶ پره‌ای با اختلاف بالا، بیشتر از تعداد پره‌های دیگر است ولی با توجه به نیازهای مختلف، با چشم پوشی از بیشترین بازده، برای گرفتن هد بیشتر و کاهش احتمال کاویتاسیون می‌توان از پمپ با تعداد پره‌های بالاتر استفاده نمود.

۱۲- تقدیر و تشکر

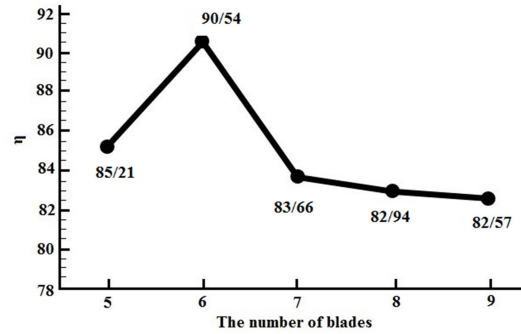
نویسندگان این مقاله بر خود لازم می‌دانند از دفتر فنی و مهندسی شرکت پمپ سازی نوید سهند بابت در اختیار قرار دادن کاتالوگ‌های پمپ‌ها و سایر کمک‌ها در راستای پژوهش حاضر، کمال تشکر و قدردانی را نمایند.

۱۳- فهرست علائم

H	هد پمپ (m)
\dot{m}	دبی جرمی (kg s^{-1})
n	بردار نرمال سطح
P	فشار (kPa)
Q	دبی پمپ ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
S, F	ضریب لغزش
T	گشتاور انتقالی پروانه (N.m)
t	زمان (s)
u	مؤلفه‌ی بردار سرعت (m s^{-1})
V	سرعت (m s^{-1})

علائم یونانی

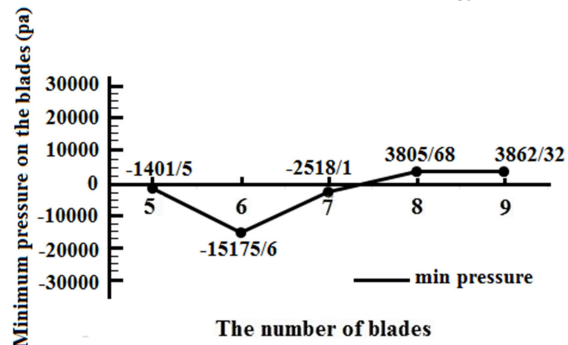
α	زاویه مطلق سیال
β	زاویه نسبی سیال
γ	وزن مخصوص (Nm^{-3})
η	بازده
τ	تنش برشی (Pa)
φ	ضریب جریان
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)



شکل ۱۴- بازده پمپ با تعداد پره‌های مختلف

۱۰- احتمال وقوع کاویتاسیون

احتمال وقوع کاویتاسیون و تشکیل بخار در فشارهای کم وجود دارد. هر چه کمترین فشار داخل پروانه افزایش یابد، احتمال وقوع کاویتاسیون و آثار مخرب آن کاهش می‌یابد. در این قسمت مقایسه کمترین فشار روی پره برای پمپ‌های مورد نظر با تعداد پره‌های مختلف، آورده شده است.



شکل ۱۵- مقایسه کمترین فشار روی پره با تعداد پره‌های مختلف

با توجه به شکل ۱۵ مشاهده می‌شود کمترین فشار در پمپ ۶ پره‌ای، نسبت به پمپ‌های دیگر با تعداد پره‌های متفاوت، کمتر است. می‌توان نتیجه گرفت احتمال وقوع کاویتاسیون در پمپ ۶ پره‌ای نسبت به پمپ‌های دیگر بالاتر است.

۱۱- نتیجه گیری

محاسبات عددی در این مقاله، توسط نرم افزار انسیس انجام گرفته است. همانطور که در شکل‌های مربوط به توزیع فشار مشاهده می‌شود، متوسط فشار با افزایش تعداد پره، افزایش یافته است که باعث بهبودی وضعیت کاویتاسیون شده است. با افزایش تعداد پره‌ها و به سبب آن کاهش فاصله بین دو پره مجاور و زیاد شدن سطح کل پره‌ها، میزان انرژی مبادله شده بین سیال و ماشین، افزایش یافته است. با توجه به محاسبات هد پمپ با تعداد پره‌های مختلف، افزایش تعداد پره‌های پمپ مورد نظر، موجب افزایش مقدار هد پمپ گردیده است. اما مشخص است شیب افزایش هد، از تعداد پره‌ی ۶ به بالا، کندتر شده است، که

and Technology, Jiangsu University, vol. 23, no. 10, July 2010.

- [15] Chakraborty S., Pandey K. M., Numerical Studies on Effects of Blade Number Variations on Performance of Centrifugal Pumps at 4000 RPM, *IACSIT International Journal of Engineering and Technology*, vol. 3,no. 4, August 2011.
- [16] Chakraborty S., Pandey K.M., Bidesh R, Numerical Analysis on Effects of Blade Number Variations on Performance of Centrifugal Pumps with Various Rotational Speeds, *International Journal of Current Engineering and Technology*, vol. 2, no.1, March, 2012.
- [17] Pranit M. Patil., Shrikant B. Gawas.,Priyanka P. Pawaskar., Dr. R. G. Todkar., Effect of geometrical changes of impeller on centrifugal pump performance, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*,Vol 2, No 2, pp 220-224,2015 .
- [18] Shojaeefard M. H., Tahani, M., Ehghaghi B., Fallahian M.A. and Beglari M., Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids journal*, vol 60, pp. 61-70, 2012.
- [19] Ehghaghi M. B., Vajdi M., Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 398-410, 2014.
- [20] Elder R., Toulridakis A., Yates M., Advances of CFD in fluid machinery design, *John Wiley & Sons*, 2003.
- [21] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AAIA journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [22] Gulich J. F., Pumping Highly Viscous Fluids With Centrifugal Pumps Part 1, *Sulzer Pumps Ltd*, pp 30-34, 1999.
- [23] Minggao T., Prediction research on energy Characteristics for centrifugal pumps, *Zhenjiang : Jiangsu University*, 2008.
- [۲۴] کاتالوگ های صنعتی شرکت پمپیران ، ایران ، تبریز.
- [25] Sariogolu K., Ayder E., Numerical Analysis of the Flow in Centrifugal Pump Impeller, *American Society of Mechanical Engineering Division*, Vol. 11, Pumping Machinery, pp.9-13, 1997.

ρ	چگالی (kgm^{-3})
Ω	سرعت دورانی (rad s^{-1})
بالانویس ها	
.	نرخ زمانی
-	متوسط زمانی
o	بازه ی زمانی قبل
زیرنویس ها	
E	اویلر (هد ایده ال)
h	بازده هیدرولیکی
i, j	بردار های یکه مختصات دکارتی
in	ورودی
out	خروجی
۱ و ۲	ورودی و خروجی

۱۴- مراجع

- [۱] نوربخش، ا.، توربو ماشین ها، انتشارات دانشگاه تهران، چاپ سوم، سال ۱۳۷۸.
- [2] U.S. Department Of Energy (D O E)., Variable Speed Pumping – A Guide to Successful Applications, Executive Summary, Technical Report DOE/GO-102004-1913, 2004.
- [3] U.S. Department Of Energy (D O E)., Energy Efficiency and Renewable Energy, Improving Pumping System Performance–A Sourcebook for Industry, 2nd ed, 2006.
- [4] Gülich J. F., Centrifugal pumps, Springer, 2008.
- [5] Karassik I. J., McGuire T., Centrifugal pumps, Technical Standards Services, 1998.
- [6] Nourbakhsh S., Turbomachinery, University of Tehran Press, 2005.
- [7] Stepanoff A. J., Centrifugal and axial flow pumps, Library of Congress Catalog Card Number: 57-10815, Printed in the United States of America, 1948.
- [8] Passrucker H. and Van den Braembussche R., Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour, ASME TURBO EXPO 2000, Munich, Germany, 2000.
- [9] Cravero C., A design methodology for radialturbomachinery : Application to Turbines and Compressors, in Proceeding of American Society of Mechanical Engineers, pp. 323-330, 2002.
- [10] Sloteman D., Saad A., Cooper P., Designing custom pump hydraulics using traditional methods in Proceedings of ASME FEDSM2001, FEDSM2001-18067, New Orleans, LA, May, Vol. 29, 2001.
- [11] Goto A., Nohmi M., Sakurai T., Sogawa Y., Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method, *Journal of fluids Engineering*, vol. 124, no. 2, pp. 329-335, 2002.
- [12] Yokoyama S., Effect of the position of impeller inlet and lean on the cavitation performance of centrifugal pump, *Fluid Engineering journal*, pp 601-612, 1976.
- [13] Hofmann M., Stoffel B., Experimental and Numerical studies on a centrifugal pump with 2D-curved blades in cavitating condition , June 2001.
- [14] Houlin L., Yong W., Shouqi Y., Minggao T., and Kai W., Effects of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps, Research Center of Fluid Machinery Engineering