

# شبیه‌سازی جریان گذرای دوفازی در یک پمپ گریز از مرکز در بازه زمانی راه‌اندازی و بررسی پارامترهای مؤثر بر عملکرد پمپ

محمد شفيعی دهج<sup>۱</sup>، محمد علی ملایي<sup>۲</sup>، بهراد حقیقی<sup>۳</sup>

۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، رفسنجان، m.shafiey@vru.ac.ir

۲ کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، رفسنجان

۳ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، رفسنجان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۰۱

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۴/۲۱

## چکیده

پمپ‌های گریز از مرکز در اکثر صنایع وظیفه جابه‌جایی سیالات را به عهده داشته و سهم قابل توجهی در میزان انرژی مصرفی دارند. یکی از مسائل حائز اهمیت در تبیین پمپ‌های گریز از مرکز، مرحله‌ی راه‌اندازی آن است. در این مرحله پمپ به‌صورت گذرا عمل می‌کند. بازه‌ی زمانی که لازم است تا سرعت چرخشی پمپ به حالت دائمی برسد را بازه راه‌اندازی پمپ می‌گویند. در مرحله‌ی راه‌اندازی، ممکن است به علت ایجاد نوسانات فشار، تجهیزات هیدرولیکی دچار آسیب گردند. بنابراین مطالعه‌ی عملکرد پمپ‌ها در بازه‌ی زمانی گذرا امری ضروری بنظر می‌رسد. در پروژه‌ی حاضر با استفاده از ابزار دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی عملکرد پمپ طی بازه زمانی راه‌اندازی پرداخته شده است. نتایج بدست آمده نشان دهنده این است که در اثر افزایش مدت‌زمان راه‌اندازی پمپ، بیشینه‌ی فشار ایجاد شده در پمپ کاهش می‌یابد و با افزایش طول لوله در پایین دست جریان، مقدار فشار ایجاد شده در پمپ افزوده می‌شود و در نهایت با افزودن مقداری مشخص ناخالصی به آب و اجرای تحلیل جریان دو فازی، بیشنه توان مورد نیاز پمپ افزایش می‌یابد.

## واژگان کلیدی

پمپ گریز از مرکز، شبیه‌سازی عددی، زمان راه‌اندازی، دینامیک سیالات محاسباتی

### ۱. مقدمه

انرژی مصرفی را دارا هستند. یکی از پارامترهای اساسی در مورد انتخاب پمپ‌ها میزان هد تولیدی می‌باشد که تابع پارامترهای مختلفی از جمله قطر پروانه، سرعت دورانی پمپ، دبی پمپ، زاویه

پمپ‌های گریز از مرکز در اکثر صنایع به‌عنوان قلب سیستم که وظیفه جابه‌جایی سیالات مورد استفاده در صنعت را به عهده دارند، به وفور مورد استفاده قرار گرفته و سهم قابل توجهی در میزان

خروجی پره‌ها و تعداد آن‌ها است [۱،۲]. در طراحی پمپ‌ها معمولاً از نظریه یک‌بعدی اولر استفاده می‌شود و به‌منظور اطمینان از یک‌بعدی بودن جریان در این نظریه تعداد پره‌ها برابر بی‌نهایت با ضخامت صفر در نظر گرفته می‌شود که در عمل غیرممکن خواهد بود. در نتیجه با کاهش تعداد پره‌ها، جریان در فضای بین آن‌ها از حالت یک‌بعدی خارج شده و به‌طور کامل از پروفیل پره‌ها پیروی نمی‌کند [۳] که منجر به کاهش مقدار هد پمپ به کمتر از هد اولر خواهد شد [۴]. با توجه به اهمیت ذکر شده در خصوص مرحله‌ی راه‌اندازی سیستم‌های پمپاژ، مطالعات قابل توجهی در این زمینه انجام شده است. علاوه بر آن فارغ از مرحله‌ی راه‌اندازی، تحقیقات متنوعی نیز در رابطه با شبیه‌سازی جریان در توربو ماشین‌ها و بخصوص پمپ‌های گریز از مرکز نیز صورت پذیرفته است.

لی و همکارانش [۵] به بررسی عددی و آزمایشگاهی فاز راه‌اندازی در یک پمپ گریز از مرکز مشخص پرداختند. در این تحقیق تنظیمات آزمایشگاهی متناسب با واقعیت تدارک دیده شده است. به‌طوری‌که سیستم پمپاژ مسیر بسته‌ای شامل پمپ گریز از مرکز و خط لوله، تعبیه شده بود. علاوه بر آن مدلی سه‌بعدی شامل مولفه‌های موجود در سیستم آزمایشگاهی نیز تهیه شده و با استفاده از آن شبیه‌سازی سه‌بعدی نیز صورت پذیرفته است. نتایج بدست آمده در این تحقیق حاکی از آن است که میزان افزایش فشار که در قالب ضریب ارتفاع معادل آب گزارش شده است، در حالت شبه دائمی در کسر بیشتری از بازه‌ی زمانی گذرا، بیشتر از حالت غیردائمی است. نتایج مذکور تطبیق قابل قبولی را با داده‌های آزمایش نشان می‌دهند. در تحقیقی دیگر آنها با استفاده از روش مشخصه‌ها به بررسی برخی از پارامترهای تأثیرگذار بر بیشینه‌ی فشار ایجاد شده بعد از پمپ طی بازه‌ی زمانی راه‌اندازی پمپ پرداختند. پارامترهای مورد بررسی در این تحقیق عبارت بودند از: تعداد پره‌های پمپ، قطر پره‌ها و مقدار آب موجود در لوله‌ی خروجی متصل به پمپ. نتایج آنها نشان داد که میزان بیشینه‌ی فشار ایجاد شده، با افزایش تعداد پره‌ها، کاهش میزان آب موجود در لوله‌ی خروجی و کاهش قطر پره‌ی پمپ، کاهش می‌یابد. نتایج بدست آمده، برای شبیه‌سازی مشخصی، اعتبارسنجی شد [۶]. احقاقی و همکارانش [۷] به بررسی اثر وجود پره‌های جداکننده در پمپ با طول‌های مختلف بر عملکرد آن پرداختند. در تحقیق انجام شده توسط گروه مذکور، معیار عملکرد، میزان افزایش هد پمپ در حضور پره‌های جداکننده بوده است.

آن‌ها مشاهده کردند که در حضور پره‌های جداکننده، میزان هد پمپ افزایش می‌یابد و مقدار این افزایش با دور شدن از نقطه‌ی طراحی کاسته می‌شود. چیانگ و فلیتر [۸] نیز استفاده از پره‌های جداکننده را برای هدایت بهتر جریان توسط پره‌ها و کاهش لغزش، پیشنهاد کرده‌اند. آن‌ها با ارائه‌ی یک روش عددی برای تحلیل پایداری آیرودینامیکی در روتور به تحلیل جریان غیرقابل تراکم پرداخته و نشان داده‌اند که با استفاده از پره‌های جداکننده پایداری آیرودینامیکی افزایش می‌یابد. کارگولی [۹] عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز باز را مورد بررسی قرار داده است. سرعت مخصوص پمپ مورد استفاده برابر ۳۲ بوده و به‌صورت عددی و تجربی تحلیل شده است. نتایج تحلیل از کاهش نوسانات فشار، همگن بودن محیطی سرعت‌ها و نیز افزایش نیروی شعاعی وارد شده بر پروانه‌های باز حکایت داشته است. گولجو و همکاران [۱۰] با هدف کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های چاه عمیق که در صنایع کشاورزی به وفور استفاده می‌شوند، به بررسی آن‌ها پرداخته و استفاده از پره‌های جداکننده را مدنظر قرار دادند. برای این منظور پروانه‌ی جدیدی برای تأمین هد و دبی موردنظر ساخته شده و زاویه‌ی پره‌ها در خروجی پروانه‌ی این پمپ برابر ۱۵ درجه در نظر گرفته شده است. آنان با ساخت پروانه‌هایی با ۵، ۶ و ۷ پره، تأثیر تعداد پره‌ها در عملکرد پمپ را نیز مورد توجه قرار داده‌اند. میاموتو [۱۱] عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز شعاعی را با و بدون پره‌های جداکننده به‌طور عددی و تجربی تحلیل نموده که نتایج حاکی از افزایش فشار کل در حضور پره‌های جداکننده نسبت به پروانه‌های ساده بوده است. از طرف دیگر تحقیقات چوی و همکاران [۱۲] در مورد پمپ‌های شعاعی کوچک مؤید مناسب‌تر بودن پره‌های صاف برای اینگونه پمپ‌ها است. بر همین اساس شیگمیتسو و همکاران [۱۳] در بررسی تأثیر پره‌های جداکننده در پمپ‌های گریز از مرکز کوچک، پمپی با پره‌های صاف با زاویه‌ی خروجی ۶۰ درجه طراحی نموده‌اند. در بررسی آن‌ها که به‌صورت عددی و تجربی بوده، نشان داده شده است که با کاربرد پره‌های جداکننده، مقدار هد افزایش یافته و عملکرد هیدرولیکی پروانه‌ها بهتر می‌شود. باچارودیس [۱۴] و همکاران به مطالعه پارامتری پروانه پمپ گریز از مرکز با تغییر زاویه خروجی پروانه پرداختند. نتایج بدست آمده حاکی از آن بودند که همبستگی مناسبی بین پارامترهای کلی و موضعی وجود دارد. باریو و همکاران [۱۵] به محاسبه بار شعاعی در پمپ‌های گریز از مرکز با استفاده از

دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند. آن‌ها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به محاسبه بار شعاعی برای اجزای ناپایای موجود در پمپ پرداختند. سپس نتایج موردنظر را با داده‌های موجود آزمایشگاهی مقایسه کردند. نتایج حاکی از این بودند که اجزای ناپایای موجود در پمپ در صورتیکه در شرایط خارج از طراحی عمل کنند، می‌توانند سبب ایجاد باری معادل ۴۰ تا ۷۰ درصد مقدار میانگین باشند. جعفر زاده و همکاران [۱۶] به شبیه‌سازی جریان یک پمپ گریز از مرکز سرعت بالا با سرعت مخصوص کم پرداختند. آن‌ها با شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان مغشوش در یک پمپ گریز از مرکز میدان سرعت و فشار را در این پمپ بررسی کردند. در این بررسی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای حل معادلات حاکم بر جریان، سه نوع مدل اغتشاشی برای نشان دادن بهتر رفتار اغتشاشی جریان با یکدیگر مقایسه شدند. طی تحلیلی جامع، بحرینیان و همکاران [۱۷] به بررسی تأثیر سرعت دورانی و دبی در تشکیل جریان گردابه‌ای درون پروانه توربوپمپ گریز از مرکز پرداختند. نتیجه‌ی حاصل از این بررسی حاکی از آن بود که در دبی‌های کم و سرعت دورانی بالا، گردابه‌هایی در مجرای بین دو پره‌ی مجاور تشکیل می‌شود و پروانه تحت تأثیر نیروهای غیر دائمی ناشی از جریان قرار می‌گیرد. وجود این گردابه‌ها باعث نوسان پمپ با فرکانس زیاد می‌شود. این ارتعاشات باعث ایجاد اثرات زیان باری بر روی عملکرد پمپ و مجموعه‌ی وابسته به آن دارد. شجاعی فر و همکاران [۱۸] به بررسی عددی تأثیر برخی از مشخصه‌های پروانه یک پمپ گریز از مرکز در شرایط هندسی مختلف مقادیر پهنای خروجی متفاوت پرداختند. نتایج حاصل از بررسی نشان دهنده افزایش راندمان و هد پمپ در شرایط زاویه‌ی خروجی ۳۰ درجه و پهنای عبوری ۲۱ میلی متری بود. لی [۱۹] در تحقیق دیگری به بررسی تأثیر زاویه‌ی خروجی پروانه بر پمپاژ سیالات لزج تمرکز نموده و نشان داده است که با افزایش زاویه‌ی خروجی پره‌ها، مقدار هد افزایش می‌یابد. وی نسبت تلفات هیدرولیکی در پروانه را نیز ۰/۶ تا ۰/۸ تلفات حلزونی برآورد نموده است. بر اساس نتایج تحقیقات لی، شجاعی فرد و همکاران [۲۰] برای بهبود عملکرد پمپ، زاویه‌ی خروجی پره و پهنای پروانه در خروجی را به طور همزمان افزایش داده‌اند. تحقیق آنان به صورت عددی و تجربی بوده و برای شبیه‌سازی آشفستگی از مدل کا-امگا اس اس تی ۲ بهره گرفته‌اند. تانگ و همکاران [۲۱] به

تحلیل جریان دو فازی در پمپ به هنگام کابیناسیون با روش عددی حجم محدود پرداخته و روش عددی جدیدی برای شبیه‌سازی جریان پیشنهاد نموده‌اند. در تحقیقاتی جداگانه، سوو همکاران [۲۲] و یانگ و همکاران [۲۳] به ترتیب کابیناسیون پمپ‌های گریز از مرکز تک مکشه و دو مکشه را مورد توجه قرار داده‌اند. دهقانی و همکاران [۲۴] مدل سازی هندسی و شبیه سازی عددی جریان در داخل پمپ گریز از مرکز یک مرحله ای تک مکشه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند و توزیع سرعت و فشار برای بررسی رفتار سیال در داخل پمپ را بدست آوردند.

### ۱-۱. تبیین پژوهش

با توجه به کاربردهای وسیع پمپ‌ها بخصوص پمپ‌های گریز از مرکز، تحقیقات متعددی در رابطه با عملکرد و بهینه‌سازی آن صورت پذیرفته شده است. یکی از جمله تحقیقات حائز اهمیت که نقشی اساسی را در طراحی و تحلیل عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز ایفا می‌کند به چگونگی راه‌اندازی آن مرتبط می‌شود. در طول مدت راه اندازی پارامترهای عملکرد پمپ مانند سرعت چرخشی و دبی جریان سیال با شدت زیاد در یک مدت زمان بسیار کوتاه تغییر می‌کنند. مرور تحقیقات گذشته نشان می‌دهد اگرچه در زمینه شبیه سازی پمپ های گریز از مرکز و عملکرد آنها بخصوص در حالت پایدار تحقیقات زیادی انجام گرفته است اما در حالت گذرا و بخصوص مرحله راه اندازی پمپ ها تحقیقات کمی صورت گرفته است. لذا در این تحقیق با استفاده از نرم افزار تجاری فلونت و دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی برخی از پارامترهای تأثیرگذار مانند مدت زمان راه‌اندازی، طول لوله خروجی و تأثیر ناخالصی‌ها بر بیشینه فشار ایجاد شده توسط پمپ در طول مرحله راه اندازی پرداخته می‌شود.

### ۱-۲. عوامل موثر بر راه اندازی پمپ ها

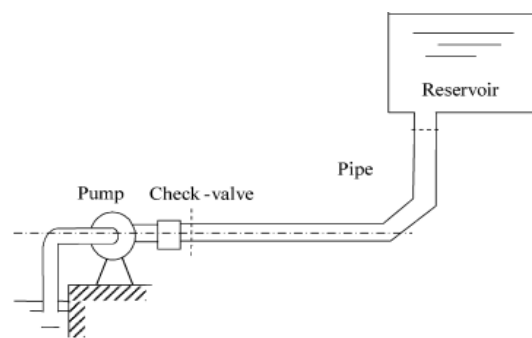
مهم‌ترین عواملی که در مرحله‌ی راه‌اندازی مطرح می‌باشند عبارتند از:

الف) زمان راه‌اندازی: منظور از زمان راه‌اندازی، زمانی می‌باشد که طول می‌کشد تا سرعت دوران پره‌های پمپ به حالت پایا برسد. این زمان معمولاً کسری از ثانیه در نظر گرفته می‌شود.

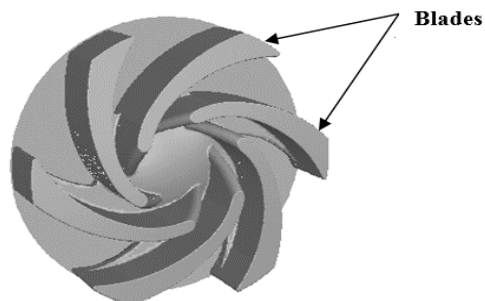
ب) درصد باز بودن شیر: با توجه به حضور شیر تعبیه شده در خروجی پمپ (شکل ۱)، می‌توان با باز و بسته کردن آن، دبی عبوری از پمپ را کنترل نمود. در این صورت با توجه به نمودار مشخصه پمپ، میزان ارتفاع معادل فشار بوجود آمده توسط پمپ نیز تغییر می‌کند.

ج) جرم آب داخل لوله‌های متصل به پمپ: با توجه به حضور لوله‌های خروجی و ورودی و میزان آب موجود در آن مطابق شکل ۱، انتظار می‌رود این امر یکی از پارامترهای مؤثر بر نتایج باشد. از آنجاکه جرم آب داخل لوله قرار است حین راه‌اندازی پمپ، شتاب بگیرد، بنابراین انتظار می‌رود هر چقدر جرم آن بیشتر باشد، در مدت‌زمان راه‌اندازی بر بیشینه‌ی ارتفاع معادل فشار تأثیرگذار باشد. د) هندسه‌ی پمپ: منظور از هندسه‌ی پمپ؛ تعداد پره‌های دوار، قطر ریشه و نوک پره‌ها می‌باشد (شکل ۲).

ه) وجود ناخالصی در جریان عبوری از پمپ: در اغلب موارد، ممکن است به دلایل مختلف همچون سایش سطح لوله‌های منتهی به پمپ، جریان عبوری از پمپ، دارای ناخالصی‌هایی درون خود باشد که سبب شود عملکرد پمپ به طرز قابل توجهی متأثر گردد. به‌طوری‌که هرچقدر میزان ناخالصی بیشتر باشد، تأثیر مخرب آن علاوه بر خورد ذرات ناخالصی با پره‌های پمپ، می‌تواند در افزایش فشار بیشینه مجموعه نیز تأثیرگذار باشد.



شکل ۱. لوله‌های ورودی و خروجی به پمپ



شکل ۲. پره‌های پمپ

## ۲. معادلات حاکم

به‌طور کلی دو دسته معادله‌ی حاکم بر شبیه‌سازی برای دو نوع تحلیل مختلف در نظر گرفته شده است. در تحلیل نخست جریان سیال، غیرقابل تراکم فرض شده و معادلات بقای جرم و ممنتوم برای آن تدوین شده است. در تحلیل دوم با فرض حضور ذرات جامد به میزان مشخص در جریان ورودی به پمپ، معادلات حاکم بر جریان دوفازی سیال ارائه شده است. در ادامه به تشریح معادلات حاکم بر هر یک از دو شبیه‌سازی پرداخته خواهد شد.

### ۲-۱. جریان تک فازی

به دلیل اینکه در پمپ گریز از مرکز سیال درون پروانه حول یک محور در حال چرخش می‌باشد، معادلات حاکم باید در دو چارچوب مرجع نوشته شوند. این دو بخش شامل چارچوب چرخان و چارچوب ثابت هستند. به همین علت از روش چارچوب مرجع چندگانه برای بیان معادلات این سیستم استفاده شده است. معادلات حاکم در یک چارچوب چرخان بیان شده‌اند و نیروهای کریولیسیس و گریز از مرکز به عنوان مؤلفه چشمه به معادلات اضافه می‌شوند. معادلات پیوستگی و مومنتوم در زیر آورده شد.

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \tau + s \quad (2)$$

در رابطه بالا مؤلفه سرعت به‌صورت سرعت نسبی بیان شده است. عبارت چشمه هم مطابق رابطه ۳ شامل نیروهای گریز از مرکز و کریولیسیس می‌باشد. در این رابطه از تأثیر شتاب جاذبه زمین صرف‌نظر شده است و این بدلیل ناچیز در نظر گرفتن اختلاف ارتفاع بین دهانه ورودی و خروجی می‌باشد. در صورتی که دهانه خروجی و ورودی دارای اختلاف ارتفاع قابل ملاحظه‌ای باشند لازم است شتاب جاذبه در شبیه سازی لحاظ شود.

$$s = -2\rho\omega \times u - \rho\omega \times (\omega \times r) \quad (3)$$

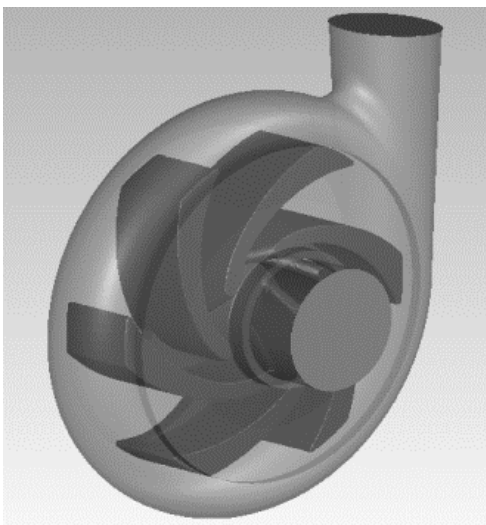
در رابطه ۳ منظور از  $\omega$  همان سرعت دورانی پمپ می‌باشد که تحت این سرعت دورانی پروانه حول محور دوران، در حال چرخش است.

### ۲-۲. جریان چندفازی

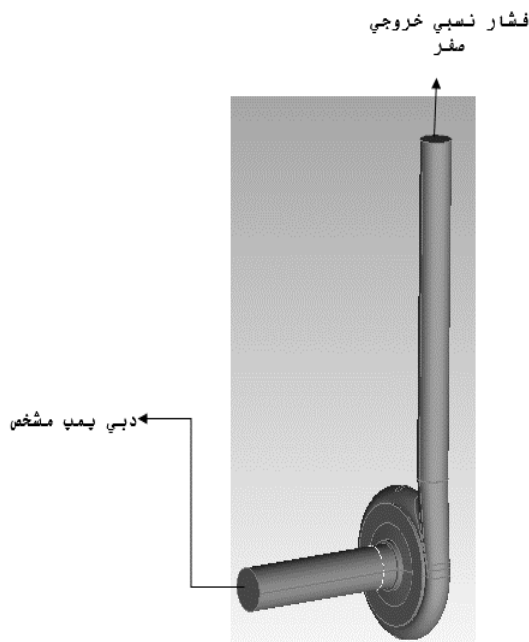
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_m u_{m,i}) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m u_{m,j}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_m u_{m,i} u_{m,j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \quad (5)$$

همین مرزها، فضای سیال برای شبیه‌سازی تعریف می‌شود. در راستای شبیه‌سازی میدان جریان مهم آگاهی از حجم‌ها و یا نواحی می‌باشد که سیال در آنجا حضور دارد. منظور از مرزهای صلب در واقع بخش‌هایی است که در اصل حجم سیالی را تعریف می‌کند. شکل ۳ مدل هندسی استفاده شده در جهت انجام شبیه‌سازی‌های پروژه‌ی حاضر را که بر اساس پارامترهای هندسی پمپ گریز از مرکز در مرجع [۲۵] بازسازی شده است را نشان می‌دهد. همچنین هندسه کامل پمپ با لحاظ کردن طول لوله ورودی و خروجی در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۳. هندسه ساده شده پمپ جهت تحلیل



شکل ۴. هندسه کامل پمپ با لحاظ لوله ورودی و خروجی

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu_m \left( \frac{\partial u_{m,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{m,j}}{\partial x_i} \right) \right] + \rho_m g_i + F_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k u_{D,k,i} u_{D,k,j} \right)$$

معادله‌ی نسبت کسر حجمی برای فاز ثانویه، که در این حالت ذرات جامد هستند به شکل زیر می‌باشد.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_s \rho_s) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_s \rho_s u_{m,i}) = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_s \rho_s u_{D,s,i}) \quad (6)$$

تمامی معادلات فوق بر اساس چگالی مخلوط  $\rho_m$ ، ویسکوزیته مخلوط  $\mu_m$  و سرعت متوسط جرمی مخلوط  $u_{m,i}$  تنظیم شده است که به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad \mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k, \quad u_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k u_k}{\rho_m} \quad (7)$$

در معادله ۶،  $u_{D,k}$  سرعت دررفت فاز  $k$ م نسبت به مرکز جرم مخلوط بوده و با رابطه ۸ به سرعت لغزشی مرتبط می‌شود.

$$u_{D,k} = u_k - u_m = v_{k,c} - \frac{1}{\rho_m} \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i \rho_i v_{i,c} \quad (8)$$

در معادله ۸،  $v_{k,c}$  سرعت لغزشی فاز  $k$ م نسبت به فاز پیوسته می‌باشد. در این حالت سرعت لغزشی ذرات جامد نسبت به آب سنجیده می‌شود. در شبیه‌سازی دوفازی جریان گذرا از پمپ، فاز پیوسته فاز آب و فاز ثانویه ذرات جامد در نظر گرفته شده است. سرعت لغزشی در مدل مخلوط با استفاده از رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود.

$$v_{k,c} = \frac{(\rho_m - \rho_k) d_k^2}{18 \mu_c f} \cdot [g - (u_m \cdot \nabla u_m)] \quad (9)$$

$$f = \begin{cases} 1 + 0.05 Re^{0.687}, & Re < 1000 \\ 0.018 Re, & Re > 1000 \end{cases} \quad (10)$$

در شبیه‌سازی دوفازی انجام شده برای فاز جریان عبوری از پمپ، جریان دوفازی سیال-جامد مد نظر است. نسبت کسر حجمی ذرات جامد در ورودی پمپ ۱/۰ درصد در نظر گرفته شده است که این حداکثر مقداری است که می‌توان از مدل مخلوط استفاده نمود.

### ۳. مدل‌سازی مسئله و اعتبار‌سنجی

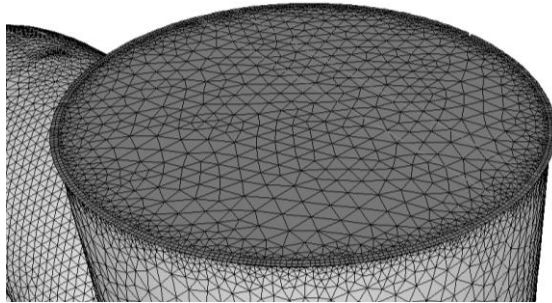
برای شبیه‌سازی‌های جریان قبل از هر اقدامی نیاز به تعریف کردن مرزهای صلب محیط برای سیال می‌باشد. زیرا که توسط

### ۳-۱. شبکه‌بندی

پس از ایجاد دامنه ی حل به ترتیبی که در بالا بیان شد، فضای ایجاد شده باید شبکه بندی شود تا معادلات جریان پس از گسسته سازی در المان های این فضا حل شده و نتایج موردنظر به دست آیند. در واقع موضوع ایجاد فضای حل و شبکه بندی آن مبتنی بر دیدگاه اولری به جریان است، که بر خلاف دیدگاه لاگرانژی که مسیر هر ذره از سیال باید دنبال گردد، خواص المان‌های جریان عبوری از المان فضا (که همان شبکه‌های ایجاد شده در دامنه ی حل است) با حل معادلات جریان به دست می آیند. بخش هایی از دامنه که به هر دلیلی انتظار می‌رود گرادیان های مربوط به خواص جریان در آن قسمت زیاد باشد، نیاز است تا شبکه ی ایجاد شده در آن ناحیه به‌اندازه ی کافی متراکم باشد تا بدین طریق، تغییراتی که جریان در آن قسمت حس می کند به خوبی در مدل سازی دیده شود. این در حالی است که در نواحی دور دست به علت عدم وجود مانع بر سر راه جریان، گرادیان های جریان چندان قابل توجه نبوده و می توان ابعاد سلول های شبکه را در آن قسمت تا حدی بزرگ، در نظر گرفت بدون آن که تأثیر محسوسی در نتایج نهایی داشته باشد.

از طرفی یکی دیگر از مسائل مهم در رابطه با شبکه ی ایجاد شده در دامنه ی حل، کیفیت آن است. معیار هایی که در این رابطه مطرح می شوند به طور عمده شامل دو پارامتر نسبت ظاهری و گوشه های تیز می‌باشد که به ترتیب نشان دهنده ی میزان انحراف از مساوی بودن اضلاع سلول شبکه (و به عبارتی دور بودن سلول های شبکه از چیدمان منتظم) و تعامد شبکه است. دور شدن از این دو معیار به خصوص در بخش هایی از دامنه که دارای گرادیان های قابل توجه در خواص جریان می باشند می تواند در روند حل معادلات جریان خطا ایجاد کرده و در نتیجه نیروها به درستی محاسبه نگردند. البته در نواحی دور دست اهمیت رعایت این دو معیار چندان تأثیری در جواب ها نخواهد داشت گرچه بهتر آن است که حتی الامکان در این نواحی نیز نکات یاد شده رعایت گردند. همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، در نزدیکی مرزهای صلب، برای نمایش بهتر رفتار لایه مرزی جریان سیال، سلول‌ها ریزتر بوده و هرچه از دیوارها فاصله گرفته می‌شود سلولها درشت‌تر می‌شوند. علاوه بر این به دلیل اینکه در لبه‌ی حمله پره پروانه، سیال توسط پره‌های پروانه برش داده می‌شود و بدلیل طراحی ویژه این نقطه شبکه

محاسباتی در این محل نیز دارای تمرکز بیشتری است و در انتهای مسیر سیال سلول‌های محاسباتی تمرکز کمتری خواهند داشت.

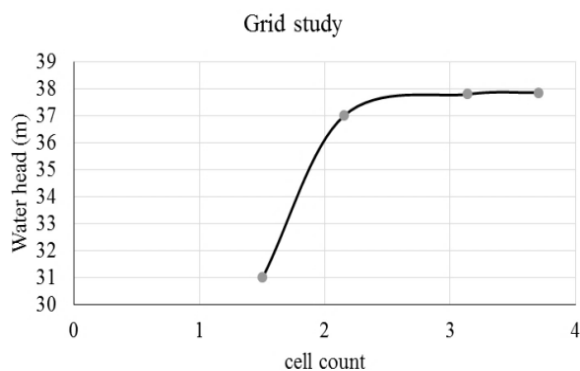


شکل ۵. ایجاد مش لایه مرزی نزدیک دیواره پمپ

### ۳-۲. شرایط مرزی و روش راه اندازی پمپ

از آنجاکه معادلات حاکم بر میدان جریان از نوع معادلات دیفرانسیلی با مشتقات جزئی می باشند، لذا جهت حل آن‌ها نیاز به تعیین شرایط مرزی مناسب است. انتخاب نوع شرایط مرزی بر روند حل معادلات مذکور مؤثر است. با توجه هدف مسئله در شبیه سازی، انواع مختلفی از شرایط مرزی را می‌توان اعمال نمود. در این حالت شرایط مرزی به ورودی و خروجی پمپ اعمال می‌شود. در صورتی که دبی جریان در ورودی تعیین شود و فشار خروجی برابر با فشار نسبی صفر قرار داده شود، منهای فشار بدست آمده در ورودی همان میزان هدی است که توسط پمپ ایجاد شده است. از طرفی در صورتی که هدف یافتن دبی پمپ جهت رسیدن به مقدار خاصی از هد باشد، می‌توان در ورودی و خروجی از فشار نسبی استفاده نمود به‌طوری که مقدار خروجی منهای ورودی برابر با هد موردنظر باشد. در شبیه‌سازیهای انجام شده در این حالت با فرض ثابت بودن دبی در ورودی پمپ، میزان هد محاسبه شده است. لذا شرایط مرزی استفاده شده در این حالت مطابق شکل ۴ است. پس از اجرای محاسبات در نرم‌افزار فلوئنت مقدار فشار متوسط در خروجی (که برابر با صفر است) منهای فشار متوسط بدست آمده در ورودی (که مقداری منفی خواهد بود)، میزان فشاری است که پمپ ایجاد کرده است.

جهت راه اندازی پمپ از نمودار پله مطابق شکل ۶ استفاده شده است. این مدل‌سازی شروع چرخش پره‌های پمپ در مراجع مختلفی [۵، ۷ و ۲۶] استفاده شده است و نمودار شکل زیر بر گرفته از کاتالوگ پمپ مربوطه می‌باشد. همانطور که از نمودار



شکل ۸. نمودار استقلال شبکه از نتایج

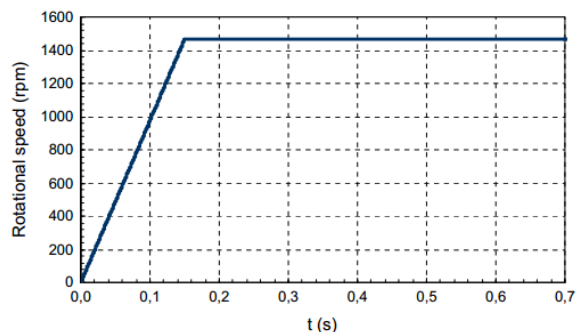
### ۳-۴. استقلال از شبکه

با توجه به پیچیدگی میدان جریان در پمپ تولید شبکه از اهمیت خاصی برخوردار است. در راستای مطالعه‌ی شبکه جهت بررسی استقلال نتایج از شبکه ایجاد شده، چهار شبکه‌ی مختلف با تعداد سلول‌های متفاوت در نظر گرفته شده و نتایج بدست آمده در نمودار شکل ۸ نمایش داده شده است. معیار در نظر گرفته شده در این حالت ارتفاع آب معادل فشار ایجاد شده توسط پمپ می‌باشد که از تحلیل دائمی جریان حاصل شده است. همانطور که از روند نمودار مشخص است با افزایش تعداد سلول‌های ایجاد شده در دامنه‌ی حل، از مقدار حدود یک میلیون و پانصد هزار به حدود ۴ میلیون نتیجه‌ی حاصل حدود ۲۲ درصد تغییر کرده است که این امر بوضوح الزام انجام مطالعه‌ی شبکه جهت رسیدن به تعداد سلول‌های لازم را مشخص می‌نماید. از طرف دیگر با توجه به نمودار نمایش داده شده در شکل مشخص است که تغییرات در نتیجه، بسیار ناچیز است لذا با استفاده از تعداد سلول کمتر (حدود ۳ میلیون) نیز می‌توان با دقت لازم شبیه‌سازی را انجام داد. لازم به ذکر است مقدار دبی قرار داده شده در این بخش از تحلیل،  $115 \text{ m}^3/\text{h}$  قرار داده شده است که همانطور که از نمودار شکل ۸ مشخص است مقدار هد متناظر ایجاد شده حدود ۳۸ متر آب است که این مقدار مستقل از تعداد سلول‌های ایجاد شده در دامنه‌ی محاسباتی است.

### ۳-۵. روند حل مساله

در طول مدت راه اندازی پارامترهای عملکرد پمپ مانند سرعت دوران و دبی جریان سیال با شدت زیاد در یک زمان بسیار کوتاه تغییر می‌کنند. بنابراین به منظور شبیه سازی مناسب جریان گذرا، تغییرات این پارامترها بایستی بطور دقیق مد نظر قرار بگیرند. در

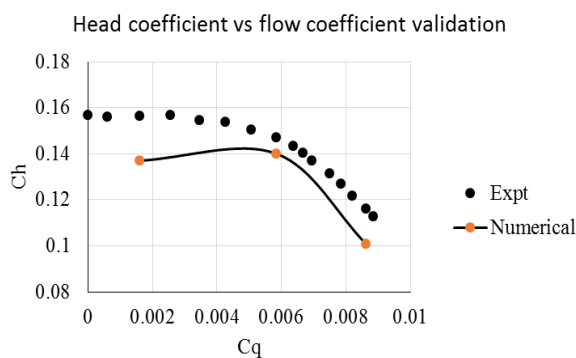
مشخص است، سرعت دوران پره‌های در مدت‌زمان راه اندازی بطور خطی افزایش می‌یابد و به مقدار دائمی آن یعنی  $1450 \text{ rpm}$  می‌رسد. همانطور که در بخش ۱-۲ بیان شد، زمان راه اندازی یکی از پارامترهای تاثیرگذار در مرحله راه اندازی پمپ ها است که در بخش تحلیلی نتایج به آن پرداخته خواهد شد.



شکل ۶. نمودار راه اندازی پمپ

### ۳-۳. روند اعتبارسنجی نتایج

در راستای روند اعتبار سنجی نتایج، از نمودار مشخصه‌ی بدون بعد شده‌ی پمپ‌های مشابه در کاتالوگ مربوطه استفاده خواهد شد. در این حالت با توجه به تشابه هندسی در پمپ‌ها، با مساوی قرار دادن اعداد بدون بعد حاصل، نتایج مربوطه برای پمپ مورد نظر بدست خواهد آمد. اعداد بدون بعد جهت این منظور عبارت است از ضریب ارتفاع (Ch) و ضریب جریان (Cq) که برای پمپ‌های با تشابه هندسی مساوی می‌باشند. نمودار مشخصه پمپ با استفاده از اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی توسط شرکت سازنده پمپ در شکل ۷ ارائه شده است. تعداد شبیه‌سازی های انجام شده در راستای اعتبارسنجی نتایج در این حالت سه مورد بوده است که در شرایط مختلف (دبی‌های مختلف) صورت پذیرفته است.



شکل ۷. اعتبار سنجی نتایج

نتیجه سرعت دورانی مطابق با شکل ۶ به عنوان تابعی از زمان به عنوان ورودی نرم افزار فلوئنت با استفاده از توابع تعریف شده توسط کاربر (UDF) تعریف می‌شوند. مدل آشفتگی  $k - \omega SST$  برای بسته شدن معادلات ناویر استوکس استفاده شد. برای سیال لزج شرط عدم لغزش روی تمام دیواره‌ها اعمال گردید. همچنین تابع دیواره استاندارد برای مدل کردن جریان نزدیک دیواره استفاده شد. الگوریتم سیمپل برای حل معادلات گسسته که شامل سرعت و فشار می‌باشد بکار برده شد تا قانون بقای جرم را برآورده کند و میدان فشار را بدست آورد. همچنین روش گام زمانی ضمنی مرتبه دوم بر ای ترم وابسته زمانی انتخاب شد. مولفه جابجایی (انتقال) نیز با روش بالادست (آپ ویند) مرتبه دوم گسسته شد و روش تفاضل مرکزی برای ترم پخش (دیفیوژن) استفاده شد. ضرایب زیر تخفیف برای تمام متغیرهای جریان سیال بر اساس تنظیمات پیش فرض نرم افزار فلوئنت تطبیق داده شد. مقدار تیرانس همگرایی (مانده)  $10^{-4}$  تعیین گردید. گام زمانی  $0.001$  ثانیه و مدت زمان کل شبیه سازی  $0.7$  ثانیه در نظر گرفته شد.

#### ۴. نتایج

##### ۴-۱. بررسی اثر زمان راه‌اندازی بر بیشینه‌ی فشار ایجاد شده در پمپ

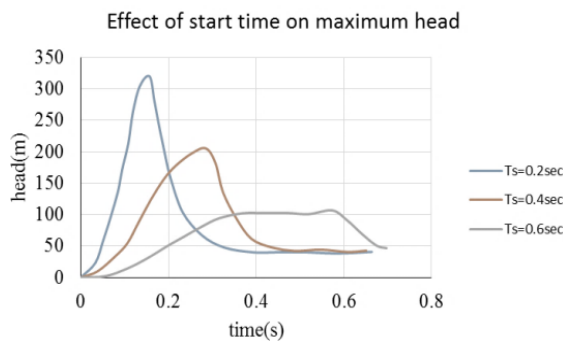
شکل ۹ اثر زمان راه‌اندازی را بر بیشینه‌ی فشار ایجاد شده درون پمپ نمایش می‌دهد. دو نکته‌ی اصلی که در نمودار زیر به وضوح مشخص است عبارتند از:

۱- با کاهش زمان راه‌اندازی پمپ مقدار بیشینه‌ی فشار ایجاد شده در آن افزایش می‌یابد [۵ و ۲۵].

۲- لحظه‌ای که بیشینه‌ی فشار در پمپ رخ می‌دهد کمتر از زمانی است که لازم است سرعت دوران پمپ به حالت دائمی برسد.

در رابطه با نتیجه‌ی نخست واضح است که با کاهش زمان راه‌اندازی پمپ، بیشینه‌ی فشار ایجاد شده به علت شتاب بیشتر سیال در این حالت افزایش می‌یابد. توضیح آنکه با توجه به این که جرم آب درون لوله‌ی خروجی پمپ ثابت فرض می‌شود، با کاهش زمان راه‌اندازی و در نتیجه افزایش شتاب حرکت خطی سیال، نیروی که از سوی پمپ به سیال وارد می‌شود بیشتر شده و متعاقباً نیروی وارد به پره‌های پمپ نیز بیشتر می‌شود. بنابراین در

این گونه موارد لازم است از نقطه‌نظر سازه‌ای نیز توجه ویژه‌ای به استحکام پرها شود. همچنین با توجه به تنش خستگی، عمر و دوام عملکردی پمپ هم تحت تاثیر مرحله راه‌اندازی قرار دارد. از نمودار شکل ۹ مشخص است که با افزایش زمان راه‌اندازی علاوه بر کاهش میزان بیشینه‌ی فشار ایجاد شده در پمپ، لحظه‌ای که در آن نیز این بیشینه رخ می‌دهد نیز افزایش می‌یابد و حدوداً برابر با مقدار زمان راه‌اندازی پمپ می‌شود.



شکل ۹. تأثیر زمان راه‌اندازی بر بیشینه فشار ایجاد شده درون پمپ

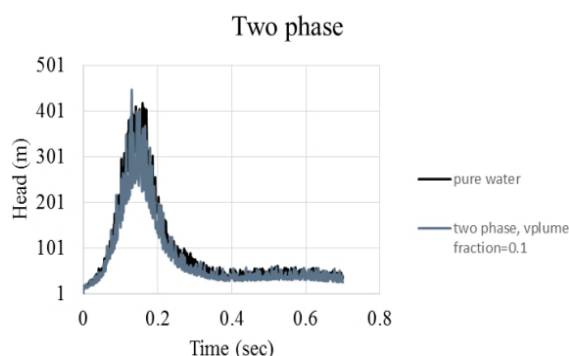
##### ۴-۲. اثر طول لوله‌ی خروجی بر بیشینه‌ی فشار ایجاد شده در پمپ

یکی دیگر از پارامترهای تاثیرگذار بر بیشینه‌ی فشار ایجاد شده درون پمپ طول لوله در خروجی پمپ است. طول لوله در خروجی پمپ با توجه به میزان جرم آب درون آن بر بیشینه‌ی فشار تاثیر گذار است. در این حالت زمان راه‌اندازی  $0.2$  ثانیه در نظر گرفته شده است. همان‌گونه که از نمودار شکل ۱۰ مشخص است با افزایش طول لوله در خروجی و در نتیجه افزایش جرم آب پایین دست پمپ، مقدار فشار بشینه در آن افزایش می‌یابد. با این وجود لحظه‌ای که در آن بیشینه‌ی فشار رخ می‌دهد ثابت است. توضیح آنکه با توجه به اینکه در این حالت با افزایش طول لوله در پایین دست لازم است پمپ جرم بیشتری از آب را شتاب دهد لذا با افزایش جرم آب در مدت‌زمان راه‌اندازی ثابت، مقدار نیروی که لازم است وارد شود افزایش می‌یابد و در نتیجه مقدار فشار بیشینه نیز افزایش می‌یابد.

با توجه به نمودار نشان داده شده با افزایش یک متر طول لوله در خروجی از ۲ متر به ۳ متر، بیشینه‌ی فشار افزایش قابل توجهی را نمایش می‌دهد. این در حالی است که افزودن یک متر دیگر به لوله و رساندن آن به میزان ۴ متر، افزایش فشار بیشینه



در اثر سایش ایجاد می‌کند، حضور ناخالصی در پمپ به شدت مخرب می‌باشد.



شکل ۱۱. تأثیر ناخالصی بر میزان بیشینه هد ایجاد شده در پمپ در تحلیل زمان مد پمپ

### ۵. نتیجه گیری

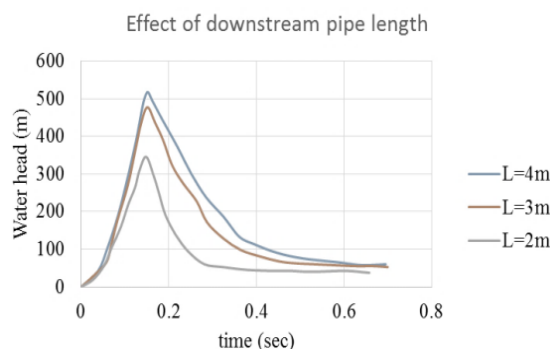
در تحقیق انجام شده اثر سه عامل مختلف بر فشار بیشینه‌ی ایجاد شده در مرحله‌ی راه‌اندازی پمپ مورد مطالعه واقع شده است. در ابتدا و قبل از انجام تحلیل‌های زمان‌مند، سه نوع تحلیل مختلف جهت صحت‌سنجی نتایج عددی و همچنین اعتبارسنجی روش صورت پذیرفت که عبارتند از:

- الف- مطالعه‌ی شبکه و بررسی تعداد سلول‌های موجود در دامنه‌ی حل بر نتایج
- ب- مطالعه‌ی گام زمانی و بررسی مقدار تاثیر آن بر پارامترهای مورد بررسی

ج- اعتبارسنجی نتایج بدست آمده با استفاده از نمودار مشخصه هر یک از سه مرحله فوق انجام شد و نتایج در قالب نمودارهایی ارائه گردید. در نهایت تعداد حدوداً سه میلیون و یکصد هزار شبکه با گام زمانی  $0.001$  ثانیه انتخاب شد که در آن نتایج مستقل از گام زمانی و تعداد سلول‌های شبکه بود. اثر سه پارامتر مورد مطالعه در این پژوهش به شرح ذیل می‌باشد:

- ۱- در اثر افزایش مدت‌زمان راه‌اندازی پمپ بیشینه‌ی فشار ایجاد شده در پمپ کاهش می‌یافت و این امر بدلیل کاهش شتاب خطی سیال در اثر افزایش زمان راه‌اندازی می‌باشد که در نتیجه اختلاف فشار کمتری را می‌طلبد.
- ۲- با افزایش طول لوله در پایین دست جریان مقدار فشار ایجاد شده در پمپ افزوده می‌شد که دلیل آن افزایش جرم آبی است که قرار است پمپ با شتابی مشخص به حرکت در آورد. در

مثل حالت قبل نخواهد بود و چنین بنظر می‌رسد که از یک طول مشخص به بعد، افزایش طول لوله دیگر تاثیری بر بیشینه‌ی فشار نخواهد داشت. مطالب ذکر شده یادآور مباحث مطرح در جرم مجازی است که در آن صرفاً حوزه‌ی مشخص از جریان از حرکت شتاب دار جسم متأثر می‌شود.



شکل ۱۰. تأثیر طول لوله خروجی پمپ بر بیشینه هد ایجاد شده در تحلیل زمان مند پمپ

### ۳-۴. تأثیر حضور ناخالصی بر بیشینه‌ی فشار ایجاد شده

#### در پمپ

نمودار شکل ۱۱ تأثیر حضور ناخالصی با میزان ده درصد حجمی در ورودی با چگالی  $2000$  کیلوگرم بر متر مکعب را نمایش می‌دهد. نمودارهای نشان داده شده در شکل فشار استاتیک در خروجی پمپ را نمایش می‌دهند. همانطور که مشخص است نوسانات و ناپایداری در نمودارهای نمایش داده شده بخصوص در نمودار مربوط به حالت دو فاز بسیار بیشتر است. به همین علت ترجیح داده شده است که بجای نمودار متوسط، نمودار شامل نوسانات نمایش داده شود. لازم به ذکر است شبیه‌سازی با این فرض انجام شده است که در ابتدا هیچ‌گونه ناخالصی موجود نباشد و هم‌زمان با راه‌اندازی پمپ ناخالصی از ورودی وارد شود.

با توجه به حضور ناخالصی همانگونه که انتظار می‌رفت، فشار استاتیک در خروجی لوله کاهش می‌یابد. این امر در مقدار دائمی نمودار نیز مشخص است. به‌طور کلی در پمپ‌ها حضور ناخالصی سبب افت در عملکرد پمپ و در نتیجه افت هد تأمین شده توسط پمپ می‌شود که این امر در نمودار شکل زیر نیز واضح است. البته لازم به ذکر است که گرچه بیشینه‌ی فشار نیز کاهش می‌یابد اما به علت افت عملکرد و بازدهی پمپ و همچنین اثرات مخربی که

فشار	P
تانسور تنش	$\tau$
ترم چشمه	S
سرعت چرخشی المان سیال	$\omega$
فاصله المان سیال تا مبدا	R
مختصات	
نیروهای بین فازی	F
کسر حجمی	$\alpha$
قطر ذره فاز ثانویه	D
عدد رینولدز	Re
ضریب درگ	F
انرژی جنبشی آشفتگی	K
نرخ اتلاف انرژی جنبشی	$\varepsilon$
لزجت مولکولی	$\mu$
لزجت توربولنت	$\mu_t$
سرعت چرخش پره‌های پمپ	$N_{tr}$
هد جریان	H
دبی جریان	Q
قطر پره‌های پمپ	D
مقدار بازه زمانی راه‌اندازی	$T_p$
پمپ	
ضریب جریان	$C_q$
ضریب هد	$C_h$

نتیجه‌ی افزایش جرم آب نیز در پایین دست مقدار فشار بیشینه‌ی ایجاد شده نیز افزایش می‌یافت. البته نکته‌ی قابل ذکر در این باره آن بوده که از یک طول مشخص به بعد مقدار افزایش فشار با افزایش طول کمتر می‌شد و روند نمودار بگونه‌ای بود که یک طول اشباع را پیش بینی می‌نمود.

۳- با افزودن مقداری مشخص ناخالصی به آب و اجرای تحلیل دو فازی با استفاده از مدل مخلوط، مشاهده شد که حضور ناخالصی به میزان ۰/۱ درصد سبب افت عملکرد پمپ و کاهش هد تأمین شده توسط پمپ در یک دبی مشخص گردید.

نکته‌ای حائز اهمیت آنکه در بررسی بازه‌ی راه‌اندازی پمپ، فشار بیشینه ایجاد شده با توجه به مقدار زمان راه‌اندازی پمپ می‌تواند تا ۱۰ برابر حالت دائمی آن که در کاتالوگ‌های مربوطه ارائه می‌شود، افزایش یابد که این امر لزوم توجه به طراحی پمپ‌ها با در نظرگیری مسائل سازه‌ای در آن‌ها را بیش از پیش آشکار می‌نماید. فشار بالای ایجاد شده در صورتی که لوله‌های متصل به پمپ و همچنین سایر سازه‌های دارای استحکام مناسبی نباشند می‌تواند در مرحله‌ی راه‌اندازی آسیب جدی ببیند.

## ۶. نمادها

علامت اختصاری	تبیین علامت
$\vec{u}$	بردار سرعت سیال
$\rho$	چگالی

## ۷. مأخذ

- [1] J. F. Gülich, Centrifugal pumps, Berlin, Springer, Vol.2, pp.30-45, 2008.
- [2] I. J. Karassik, T. McGuire, Centrifugal pumps, Springer Science & Business Media, pp. 78-92, 1998.
- [3] S. Nourbakhsh, Turbomachinery, University of Tehran Press, pp. 136-147, 2005.
- [4] A. J. Stepanoff, Centrifugal and axial flow pumps, Wiley, pp.56-69, 1948.
- [5] Z. Li, P. Wu, D. Wu, L. Wang, Experimental and numerical study of transient flow in a centrifugal pump during startup, Journal of mechanical science and technology. Vol. 25, No. 9, pp. 749-757, 2011.
- [6] Z. Li, D. Wu, L. Wang, B. Huang. Numerical simulation of the transient flow in a centrifugal pump during starting period. Journal of fluids engineering. Vol. 132, No. 8, 081102, 2010.
- [7] M. B. Ehghaghi, M. Vajdi, Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 398-410, 2015 (InPersian)
- [8] H. W. D. Chiang, S. Flutter, control of incompressible flow turbomachine blade rows by splitter blades. Journal de Physique III, Vol. 4, No. 4, pp. 783-804, 1994
- [9] G. Kergourlay, M. Younsi, F. Bakir, R. Rey, Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: test-analysis comparison. International Journal of Rotating Machinery, 2007.
- [10] M. Gölçü, Y. Pancar, Y. Sekmen, Energy saving in a deep well pump with splitter blade. Energy Conversion and Management, Vol. 47, No. 5, pp.638-651, 2006.
- [11] H. Miyamoto, Y. Nakashima, H. Ohba, Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impellers. JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer,

- power, combustion, thermophysical properties, Vol. 35, No. 2, pp. 238-246, 1992
- [12] B. Cui, D. Chen, C. Wang, Z. Zhu, Y. Jin, Research on performance of centrifugal pump with different-type open impeller. *Journal of Thermal Science*, Vol. 22, No. 6, pp. 586-591, 2013.
- [13] T. Shigemitsu, J. Fukutomi, T. Wada, T. H. Shinohara, Performance analysis of mini centrifugal pump with splitter blades. *Journal of Thermal Science*, Vol. 22, No. 6, pp. 573-579, 2013.
- [14] E. C. Bacharoudis, A. E. Filios, M. D. Mentzos, D. P. Margaritis, Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle. *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 2, No. 1., 2008.
- [15] R. Barrio, J. Parrondo, E. Blanco, Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points, *Computers & Fluids*, Vol. 39, pp. 859-870, 2010.
- [16] B. Jafarzadeh, A. Hajari, M. M. Alishahi, M. H. Akbari, The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump, *Applied Mathematical Modelling*, Vol.35, No. 1, pp. 242-249, 2011.
- [17] S. S.Bahrainian, M. Bakhshesh, Effect of Rotational Speed and Flow Rate on Vortex Generation Within a Centrifugal Pump Impeller, presented at the The 2nd Conference on Rotating Equipment in oil & Power Industries, Razi Conference Center, Tehran, 2010.
- [18] M. H. Shojaeefard, M. Tahani. M. B. Eghaghi, 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.
- [19] W. Li, Blade exit angle effects on performance of a standard industrial centrifugal oil pump, *Journal of applied fluid mechanics*, Vol. 4, No. 2, pp. 105-119, 2011.
- [20] 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.
- [21] X. Tang, F. Wang, Y. Wu, An improved large eddy simulation of two-phase flows in a pump impeller, *Acta Mechanica Sinica*, Vol. 23, No. 6, pp. 635-643, 2007.
- [22] B.-l. Cui, Y.-g. Lin, Y.-z. Jin, Numerical simulation of flow in centrifugal pump with complex impeller, *Journal of Thermal Science*, Vol. 20, No. 1, pp. 47-52, 2011.
- [23] W. Yang, R. Xiao, F. Wang, Y. Wu, Influence of splitter blades on the cavitation performance of a double suction centrifugal pump, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 6, pp. 1-12, 963197, 2014.
- [24] R. Dehghani, A. Ghasemi far and H. Banihashemi, simulation of the centrifugal pump 200-40 by using computational fluid dynamics. 25th international conference on mechanical engineering, Tehran, Iran, may 2017.
- [25] Y. Zhang, Y. Li, Z. Zhu, B. Cui, Computational analysis of centrifugal pump delivering solid-liquid two-phase flow during startup period. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 27, No.1, pp. 178-185, 2014.
- [26] P. Thanapandi, R. Prasad, Centrifugal pump transient characteristics and analysis using the method of characteristics [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 37, No. 1, pp. 77-89, 2005.