



## شبیه‌سازی عددی جریان سیال درون پمپ کولینگ و بررسی تأثیر رفتار هیدرودینامیکی سیال بر سازه پمپ

غلامحسن سالک<sup>۱</sup>، کورس نکوفار<sup>۲\*</sup>، سیدآرش سیدشمس طالقانی<sup>۳</sup>

۱- کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد الکترونیکی

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد چالوس، دانشگاه آزاد اسلامی، چالوس، ایران

۳- استادیار، پژوهشکده علوم هوایی، پژوهشگاه هوافضا، وزارت علوم تحقیقات و فناوری

\* چالوس، ۱۴۳۳۵۴۹۹، nekoufar@iauc.ac.ir

### چکیده

در واحدهای صنعتی و تولیدی مانند پالایشگاه، تولید پایدار جزء اولویت‌های اول است. پمپ کولینگ نقش اساسی در یک پالایشگاه گاز ایفا می‌کند. این پمپ با ارسال آب خنک از برج خنک‌کننده به واحدهای فرآیندی، همه تجهیزات درگیر و مبدل‌های حرارتی را خنک می‌نماید. در صورت از سرویس خارج شدن این پمپ (و آماده نبودن پمپ جایگزین) بلافاصله پالایشگاه از سرویس خارج می‌شود. لذا حساسیت این تجهیز از لحاظ عملیاتی و فرآیندی بسیار حیاتی هست و تعمیر و نگهداری آن باید در کوتاه‌ترین زمان ممکن صورت پذیرد. با استفاده از تکنیک ارتعاش سنجی وضعیت سلامت این تجهیز مرتباً پایش می‌گردد. در یک بازه زمانی پس از بررسی وضعیت ارتعاشات تجهیز، بیس پلیت پمپ تعویض شد و همچنین جهت کاهش تنش‌های ناشی از پاپینگ، چیدمان پاپینگ ورودی به پمپ طراحی و اصلاح گردید. انجام اصلاحات مذکور، منجر به این شد که میزان ارتعاشات در شرایط جدید، از ۸ میلی‌متر در ثانیه به ۵ میلی‌متر کاهش یابد. همچنین جهت بررسی تأثیر رفتار سیال بر عملکرد پمپ، در یک پروژه جداگانه، به‌وسیله دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)، جریان سیال درون پروانه و محفظه پوسته پمپ شبیه‌سازی گردید. نیروهای هیدرودینامیکی سیال بر بدنه پمپ استخراج و اثر این نیروها بر عملکرد پمپ مورد تحلیل و آنالیز قرار گرفت. در این مقاله هم‌زمانی کار آکادمیک و تجربی منجر به ارائه نتایج خوبی از جمله استفاده از یک پمپ کوچک‌تر برای زمان‌هایی که دبی کمتری موردنیاز است، گردید. پیشنهادات ارائه‌شده باعث بهبود عملکرد پمپ از لحاظ عملیاتی گردید.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۲۸ فروردین ۱۳۹۹

پذیرش: ۳۱ مرداد ۱۳۹۹

ارائه در سایت: ۳۱ مرداد ۱۳۹۹

### کلیدواژگان

پالایشگاه

پمپ

برج خنک‌کننده

## Numerical simulation of flow fluid in cooling pump and investigation of effect of flow behavior on pump structure

Gholamhasan Salek<sup>1</sup>, Kouros Nekoufar<sup>2\*</sup>, Seyed Arash Seyed Shams Taleghani<sup>3</sup>

1- Islamic Azad University, Electronic Branch

2- Department of Mechanical Engineering, Chalous Branch, Islamic Azad University, Chalous, Iran

3- Aerospace Research Institute, Ministry of Science, Research, and Technology

\* P.O.B. 14335499 Chalous, Iran, nekoufar@iauc.ac.ir

### Article Information

Original Research Paper

Received 16 April 2020

Accepted 21 August 2020

### ABSTRACT

In industrial plants such as gas refinery, sustainable production is a top priority. The cooling pump plays an essential role in a gas refinery. This pump cools all the equipment and heat exchangers by sending cool water

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Gholamhasan Salek, Kouros Nekoufar, Seyed Arash Seyed Shams Taleghani, Numerical simulation of flow fluid in cooling pump and investigation of effect of flow behavior on pump structure, *Journal of Mechanical Engineering and Vibration*, Vol. 11, No. 2, pp. 36-56, 2020 (In Persian)

Available Online 21 August 2020

**Keywords**  
gas refinery  
pump  
cooling tower

from the cooling tower to the process units. If the pump is out of service (and if the replacement pump is not ready), the refinery will be shut down immediately. Therefore, the sensitivity of this equipment is very critical in terms of operation and process and should be maintained in the shortest possible time. The status of this equipment is monitored regularly using vibration technique. In a period of time, after the vibration analysis, a decision was made to modify the base plate of the pump as well as to reduce the stress; piping arrangement of the pump was redesigned and modified. These modifications resulted in a reduction in vibration rate from 8 mm / s to 5 mm under new conditions. Also, in order to investigate the effect of fluid behavior on pump performance, in a separate project, flow fluid was simulated by computational fluid dynamics (CFD), within the impeller and pump casing.

ورودی به پمپ شیر دستی Gate Valve قرار داشته و پس از ورود جریان به داخل پمپ، جریان فشار بالا وارد شیر چک ولو و سپس شیر دستی Gate Valve خروجی شده و نهایتاً نیز وارد هدر خروجی مشترک شده و به واحدهای فرایندی بالادست منتقل می‌شود. همچنین از یک لوله "3 نیز برای بالانس جریان ورودی و خروجی به منظور عبور حداقل دبی جرمی از پمپ استفاده می‌شود. لوله مذکور به صورت عمودی از خط خروجی منشعب شده و به صورت عمودی نیز وارد خط مکش می‌شود.

بر اساس مشخصات پمپ ارائه شده، طراحی پمپ مذکور به صورت Double Suction است. این پمپ‌ها که از 40 سال پیش برای دبی‌های زیاد مورد استفاده قرار می‌گیرند به گونه‌ای طراحی شده‌اند تا بالانس هیدرولیکی میان دو سمت ایمپلر برقرار شود و نیروی تراست محوری وارده به یاتاقان‌ها کاهش یابد.

اما یکی از مشکلاتی که عملاً گریبان گیر طراحی مذکور است، عدم بالانس هیدرودینامیکی جریان در شرایط عملیاتی کارکرد پمپ است. در شرایطی که جریان داخل پمپ میان دو طرف تقارن نداشته باشد، اختلاف میدان فشاری ایجاد شده در جریان دو طرف ایمپلر سبب خواهد شد که نیروی نا بالانسی در جهت محوری پمپ ایجاد شود که این نیرو مسبب لرزش‌های شدید در شرایط کاری پمپ شده و ارتعاشات کلی سیستم را افزایش می‌دهد.

## ۱- مقدمه

پالایشگاه گاز بیدبلند قدیمی‌ترین پالایشگاه گاز خاورمیانه هست که وظیفه شیرین سازی بخشی از گاز مورد نیاز مصرف کشور را به عهده دارد. در این پالایشگاه با استفاده از واکنش، گازهای ترش با آمین  $\text{CO}_2$  و  $\text{H}_2\text{S}$  از آن جدا شده و گاز اصطلاحاً شیرین می‌شود. به منظور تأمین آب خنک‌کن مورد نیاز در پالایشگاه بیدبلند از سیستم کولینگ تبخیری استفاده می‌شود. در این سیستم آب گرم بازگشتی از فرایندها وارد برج خنک‌کن تبخیری (Wet Cooling Tower) شده و سپس از طریق لاین 24 اینچ وارد ایستگاه پمپاژ می‌شود. در این ایستگاه دو پمپ از نوع Double Suction وجود دارد که یکی مشغول به کار بوده و دیگری از به صورت رزرو هست.

هدف از این پژوهش بررسی راه کارهای کاهش کاویناسیون و سرچ و پیشگیری از تخریب مجدد قطعات پمپ و به کارگیری دانش برای تجهیزات دیگر است. زیرا لازمه تولید پایدار یک بنگاه اقتصادی پیشگیری از توقف‌های ناخواسته تجهیزات هست، که با مطالعه و انطباق علم با تجربه صورت می‌گیرد. همچنین با توجه به پیشرفت‌های علم و به کارگیری تکنیک CFD می‌توان با شبیه‌سازی جریان سیال درون پمپ، اثرات این جریان را روی سازه پمپ یافت و از اثرات تخریبی آن کم کرد.

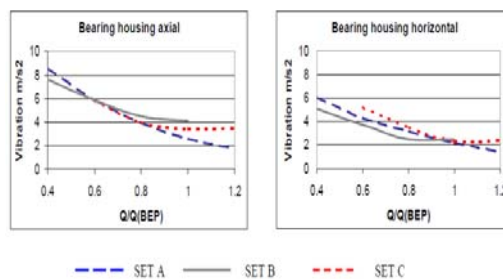
در واقع سؤال اصلی این است که با توجه به گذشت بیش از چهل سال از بهره‌برداری پالایشگاه و تشخیص اشکال در سیستم آیا می‌توان تغییراتی در سیستم ایجاد کرد. مطابق PFD و Plot Plan، در این ایستگاه آب ورودی از برج خنک‌کن از طریق لوله "36 وارد ایستگاه شده و از هدر مشترک پمپ‌ها افزایش فشار از طریق لوله‌های "24 وارد پمپ‌ها می‌شود. در مسیر

یکی دیگر از پارامترهایی که می‌بایست برای تأثیرگذاری پدیده‌های هیدرولیکی جریان کاویتاسیون و یا جریان‌های بازگشتی (بر روی عملکرد پمپ و میزان ارتعاشات و نویز مورد بررسی قرار گیرد)، Suction Energy است. از آنجاکه حتی در نقطه BEP پمپ نیز کاویتاسیون جزئی و یا جریان بازگشتی در ورودی پمپ مشاهده می‌شود، لذا می‌بایست شاخصی ایجاد شود تا تأثیر پدیده‌های مذکور بر روی پمپ لحاظ شود.

برای فهم بهتر این موضوع باید یادآوری شود که عموماً سازندگان پمپ میزان را مبنای شناسایی وقوع کاویتاسیون در نظر می‌گیرند. به عبارتی دیگر حداقل NPSH مورد نیاز در ورودی پمپ بایست بیشتر از NPSH ای باشد که در آن افت (3% هد پمپ) به دلیل کاویتاسیون و در شرایط ثابت ماندن سرعت و دبی پمپ رخ می‌دهد؛ اما واقعیت‌ها نشان می‌دهد که کاویتاسیون بسیار زودتر آغاز می‌شود. به عبارتی دیگر برای اینکه هیچ‌گونه حبابی در داخل پمپ ایجاد نشود مقدار NPSHA 2 تا 5 برابر NPSHr باید باشد.

با توجه به موارد ارائه شده در فوق می‌توان به نتیجه‌ای بسیار مهم در خصوص عملکرد پمپ‌ها دست یافت: بسته به میزان انرژی مکش ورودی، طراحی سیستم پمپاژ می‌بایست NPSH Margin (حاشیه NPSH) مناسبی برای سیستم پمپاژ خود در نظر گیرد. عموماً دیدگاه کلی در زمینه انتخاب NPSHa ورودی بر این اساس استوار است که NPSHa در حدود یک فوت یا ۳/۳ متر (بیشتر از NPSHr باشد). اما ذکر شد که به دلیل ایجاد کاویتاسیون موضعی در پمپ، حتی اگر حاشیه NPSH مثبت باشد پمپ می‌تواند با توجه به مومنتوم سیال ورودی (مطابق با شاخص انرژی مکش) آسیب‌های جدی ببیند. به همین دلیل لازم است که مقدار حاشیه مناسب NPSH رعایت شود. برای این منظور قواعد مناسبی برای طراح را در اختیار قرار می‌دهد.

همان‌طور که اشاره شد یکی از مهم‌ترین مشکل پمپ مورد استفاده در پالایشگاه، کارکرد آن در دبی‌های پایین است.



شکل ۱ حس‌گرهای ارتعاشی سرعت نصب‌شده در دو جهت محوری و افقی پمپ

بنابراین یکی از مشکلات کارکردی پمپ‌های Double Section ارتعاشات محوری حاصل از نا بالانسی دینامیکی آن‌ها هست. لازم به ذکر است که مشکل مذکور حتی در زمانی که پمپ در ناحیه BEP خود نیز قرار دارد می‌تواند به دلیل سیستم پایپینگ نامناسب طراحی شده نیز رخ دهد.

با توجه به اطلاعات مندرج در برگه فنی پمپ، دبی طراحی آن 17500 UK gpm است که معادل بیش از ۶۶ مترمکعب در دقیقه هست. عملکرد پمپ، میزان هد آن 35 متر (115 ft) است. با توجه به فشار خروجی 50 PSIG مقدار هد مطابق زیر برابر با 35 متر محاسبه گردیده است.

$$35 \text{m Rated Head} = \text{Discharge Pressure} / \rho * g \text{ (guage Value)}$$

بدیهی است که در فرمول فوق از اختلاف ارتفاع و سرعت‌های ورودی و خروجی صرف‌نظر گردیده است.

با توجه به اینکه راندمان نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود، می‌توان راندمان پمپ در نقطه طراحی را نیز به دست آورد:

$$454.5 \text{ kW Water Horsepower} = \rho g Q H$$

مقدار Brake Horse Power نیز با توجه به اطلاعات دریافتی 800 اسب بخار است بنابراین راندمان پمپ به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Rated pump}}{454.5/0.746/720} = 82\%$$

حباب‌های هوا در ورودی پمپ تشکیل شده و ایجاد کاویتاسیون نمایند. گر چه دامنه ارتعاشات مربوط به این عیب خیلی بالا نبوده ولی علائم این عیب به‌وضوح در طیف ارتعاشی (fft) مشاهده می‌گردد. [2] در یک پمپ سالم که عیب کاویتاسیون در آن وجود ندارد طیف فرکانسی چسبیده به محور X بوده و فقط در چند فرکانس خاص دارای پیک هست، اما در عیب کاویتاسیون با توجه به اینکه ترکیب حباب‌های هوا در ناحیه پرفشار در محدوده وسیعی از فرکانس‌ها صورت می‌گیرد طیف از محور X فاصله می‌گیرد و به‌صورت راندام در تمامی فرکانس‌ها ارتعاش داریم.

#### ۱-۴- اغتشاش در جریان ورودی (flow turbulence)

عیب flow turbulence خود را در فرکانس‌های پایین بین ۵۰۰ cpm 2000 - نشان می‌دهد علت آن عدم رعایت اصول صحیح piping در ورودی پمپ هست با توجه اینکه فاصله زانویی به ورودی پمپ کمتر از حد استاندارد است، [4], [1], [5]، سیال فرصتی برای تبدیل از حالت مغشوش به آرام را ندارد که این موضوع باعث ورود جریان سیال باحالت turbulence به ورودی پمپ می‌شود.

یکی دیگر از عواملی که جریان ورودی به پمپ را مغشوش می‌نماید لوله ۴ اینچی است که جهت ایجاد minimum flow و بالانس جریان بین ورودی و خروجی پمپ قرار دارد با توجه به اینکه لوله فوق جریان سیال را به‌صورت عمود بر جریان اصلی وارد لوله می‌نماید باعث مغشوش شدن جریان ورودی به پمپ می‌گردد. (این لوله باید به‌صورت مورب یا بافاصله زیاد از ورودی پمپ به لوله اصلی وارد شود تا جریان فرصت تبدیل از حالت مغشوش به آرام را داشته باشد) [6], [5]

#### ۲- شبیه‌سازی یک بعدی جریان در سیستم پمپاژ کولینگ

##### تاور پالایشگاه بیدبلند

به‌منظور شبیه‌سازی رفتار جریان در داخل پمپ موضوع پروژه لازم است که شرایط مرزی موردنیاز مسئله در حالت‌های دبی نامی و دبی عملی پمپ تعیین شود. برای این منظور با

دبی کارکرد پمپ بین ۲۰۰۰ تا ۳۰۰۰ مترمکعب) بسته به فصول مختلف متغیر است؛ بنابراین با توجه به دبی نامی پمپ (مترمکعب ۴۲۰۱)، کارکرد عملیاتی پمپ مابین ۴۲٪ تا ۶۲٪ دبی نامی آن است. در شکل ۹ میزان تأثیر کاهش دبی بر روی ارتعاشات کلی پمپ نشان داده شده است [3]. همان‌طور که دیده می‌شود، با کاهش دبی پمپ از ۶۰٪ دبی طراحی (BEP)، میزان ارتعاشات پمپ جهش ناگهانی می‌کند و تا ۳ برابر میزان مجاز افزایش می‌یابد.

بنابراین همان‌طور که در عمل نیز مشاهده گردید، با کاهش ۴۰ درصدی دبی پمپ موجود در پالایشگاه می‌توان انتظار نویز، ارتعاش و همچنین وقوع کاویتاسیون را داشت؛ بنابراین با چنین نگاهی به مسئله موجود، موضوع تأثیر کاهش دبی پمپ بر روی عملکرد سیستم موردبررسی قرار می‌گیرد.

#### ۱-۲- پمپ کولینگ

این پمپ یک پمپ گریز از مرکز یک مرحله‌ای دومکشه (double suction) بوده که پروانه آن از نوع بسته با ۸ پره هست. پمپ ۶۰۰۰ مترمکعب آب را در روز از برج کولینگ دریافت کرده و جهت استفاده در قسمت‌های مختلف پالایشگاه پمپاژ می‌نماید. این پمپ برای پمپاژ ۱۷۵۰۰ gpm (m<sup>3</sup>/h) ۴۷۰۰) آب با هد ۱۱۵ ft (۳۵ متر) از یک الکتروموتور ۳۳۰۰ ولت، ۸۰۰ اسب بخار و با دور ۹۹۰ rpm بهره می‌گیرد با توجه به اینکه طراحی اولیه این پمپ برای ۹ واحد پالایشی بوده و در حال حاضر فقط ۴ واحد ساخته شده و در حال بهره‌برداری است دبی پمپ عملاً نصف دبی طراحی m<sup>3</sup>/h ۲۳۶۰ هست که این کار با نیمه‌باز نمودن شیر خروجی انجام می‌شود. اندازه‌گیری ارتعاشات پمپ فوق بالا بودن میزان ارتعاشات نسبت به مقدار مجاز را نشان می‌داد.

#### ۱-۳- کاویتاسیون (cavitations)

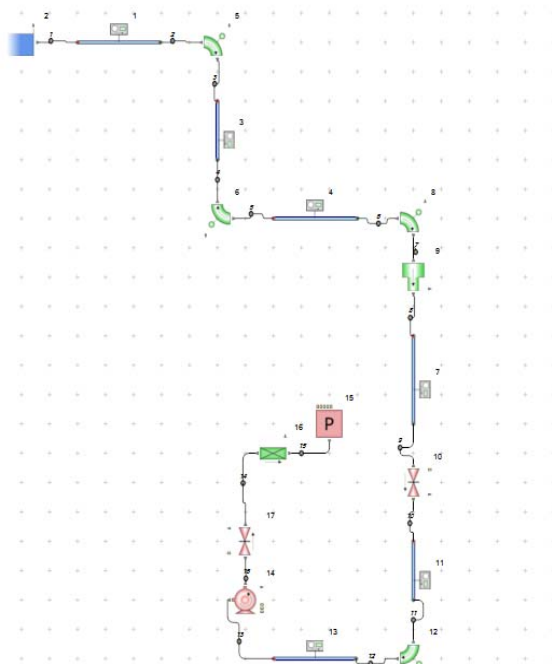
با توجه به اینکه پمپ از نوع double suction هست وجود زانویی افقی در قسمت ورودی پمپ بافاصله کمتر از 2D باعث می‌شود در قسمت داخلی زانویی فشار کاهش یافته [1] و

روش کلی دسته‌بندی نمود:  $h_w$  نیز بیانگر مقدار افت هد در طول مسیر است.

## ۲-۲- شبیه‌سازی سیستم پمپاژ پالایشگاه بید بلند در نرم‌افزار فلومستر

در شکل ۳ شبیه‌سازی صورت گرفته برای سیستم پمپاژ کولینگ تاور پالایشگاه بید بلند نشان داده شده است. در شبیه‌سازی صورت گرفته شده کولینگ تاور به صورت یک منبع با هد ثابت در نظر گرفته شده است.

مقدار فشار هوا 1.013 bar و ارتفاع مخزن نیز بر اساس اطلاعات برداشت شده 1.9 m در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه مسیر آب خروجی از کولینگ تاور به اندازه 50 cm بالاتر از لاین BC در شکل ۲-۹ است بنابراین Base Elevation در شبیه‌سازی برابر با 0.5 m لحاظ شده است. قطر لوله خروجی از منبع نیز 75 cm برابر با کل قطر لوله‌های



شکل ۲ شبیه‌سازی سیستم پمپاژ کولینگ تاور در نرم‌افزار Flowmaster

استفاده از هندسه برداشت شده از سایت برای سیستم پایپینگ و بخشی از پیش‌فرض‌های موردنیاز و همچنین استفاده از نرم‌افزار Flowmaster این موضوع صورت می‌گیرد. با توجه به قدرت نرم‌افزار Flowmaster در تعیین مشخصات دستگاه‌های ترموهیدرولیکی در این بخش از گزارش نحوه شبیه‌سازی با این نرم‌افزار ارائه می‌شود.

## ۱-۲- تحلیل دستگاه‌های ترموهیدرولیکی

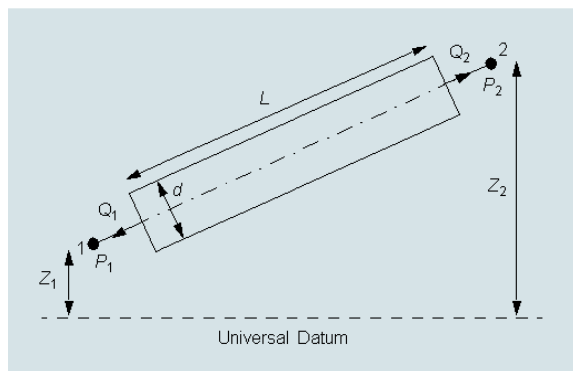
برای شبیه‌سازی شبکه هیدرولیکی در این نرم‌افزارها از روش معادلات دبی (Q-Equations) استفاده شده است. به عبارت دیگر ترم‌های فشاری و یا افت هد در معادله انرژی در Branch ها و یا Loop ها برحسب دبی جریان عبوری از المان‌های مختلف شبکه تعیین می‌شود؛ بنابراین برای هر یک از Junction های شبکه (گره‌ها) رابطه پیوستگی دبی حجمی به صورت زیر نوشت می‌شود.

$$\sum Q_J = 0 \quad (1-2)$$

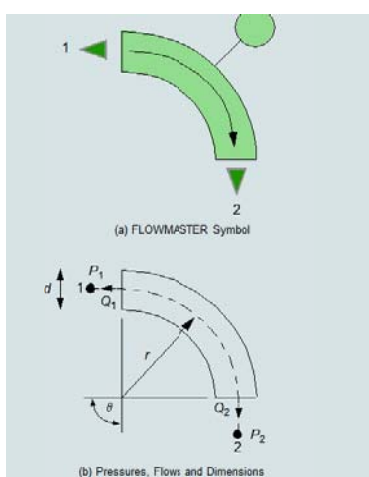
در معادله فوق  $Q_J$  بیانگر دبی ورودی و یا خروجی از هر نقطه است. ضمن اینکه در این معادله فرض وجود چشمه و یا چاه در گره وجود ندارد و این نرم‌افزار چنین شرایطی را در نظر نمی‌گیرد. معادله دیگری که در نظر گرفته می‌شود معادله انرژی میان دو نقطه a و b است که به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a = \frac{P_b}{\gamma} + \frac{V_b^2}{2g} + Z_b + h_w \quad (2-2)$$

کمیت‌های نشان داده شده در فوق نیز بیانگر فشار، سرعت و ارتفاع (Z) یک نقطه در شبکه هیدرولیکی هستند. همچنین با توجه به مفاهیم مربوط به پیوستگی جریان در گره‌ها و رابطه انرژی در شاخه‌ها و لوپ‌های موجود در یک شبکه ترموهیدرولیکی روش‌های مختلفی برای تحلیل شبکه وجود دارد. با توجه به تئوری‌های مهندسی مختلف ارائه شده برای حل جریان در شبکه‌های هیدرولیکی مجموعه آن‌ها را می‌توان در ۳

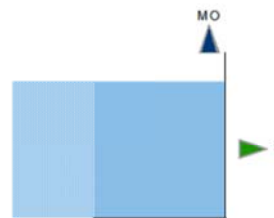


شکل ۴ شبیه‌سازی لوله

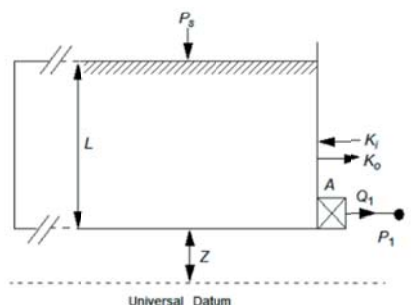


شکل ۵ شبیه‌سازی زانویی

پارامترهای موردنیاز برای شبیه‌سازی زانویی نیز در شکل نشان داده شده است. زاویه ۹۰ درجه برای زانویی‌ها انتخاب شده و قطرهای نیز برابر با لوله‌های ورودی و خروجی هست. برای شبیه‌سازی شیر Gate Valve در مسیر ورودی از شیر کنترلی جریان Incompressible استفاده شده است. برای این منظور علاوه بر حداقل اطلاعات هندسی موردنیاز لازم است که در خصوص افت فشار ایجاد شده در شیر از منحنی‌های افت فشار برحسب میزان بازشدگی شیر استفاده شود که متأسفانه این منحنی در اختیار پالایشگاه نبوده و به همین دلیل از منحنی پیشنهادی نرم‌افزار استفاده گردیده است. (شکل ۶)



(a) Flowmaster Symbol



شکل ۳ شبیه‌سازی کولینگ تاور با منبع هد ثابت

موجود در مسیر AB در نظر گرفته شده است. برای شبیه‌سازی Cylindrical Rigid Pipe موجود از المان استفاده شده است. مطابق شکل ۴ برای شبیه‌سازی لوله لازم است مشخصات ابعادی Node های ورودی و خروجی را وارد نمود. با توجه به Layout سیستم کولینگ تاور لازم است که مختصات هر گره در ۳ راستای X,Y,Z ارائه شود. قطر لوله در مسیر AB برابر با 0.75 m و برای مسیر BC برابر با 0.6 m در نظر گرفته است. برای انجام محاسبات افت فشار در لوله مقدار Absolute Roughness لوله‌ها 0.1 mm انتخاب شده است که شرایط کارکرد ۴۰ ساله برای یک لوله استیل را شبیه‌سازی می‌کند.

(4773 m<sup>3</sup>/hr) در نقطه طراحی و فشار 4.3 bar در خروجی پمپ، مقدار K برابر با 28.5 محاسبه گردیده است.

اکنون با در اختیار داشتن پارامترهای طراحی سیستم، می‌توان در دبی‌های 3000 m<sup>3</sup>/h و 2000 m<sup>3</sup>/h نیز مشخصات جریان ورودی به پمپ را برای شبیه‌سازی‌های سه‌بعدی تعیین نمود. برای کاهش دبی پمپ و با فرض ثابت ماندن سرعت پمپ از دو طریق می‌توان اقدام نمود:

۱) افزایش مقاومت هیدرولیکی سیستم از طریق بستن شیر مکش

۲) افزایش مقاومت هیدرولیکی سیستم از طریق بستن شیر خروجی دیس شارژ

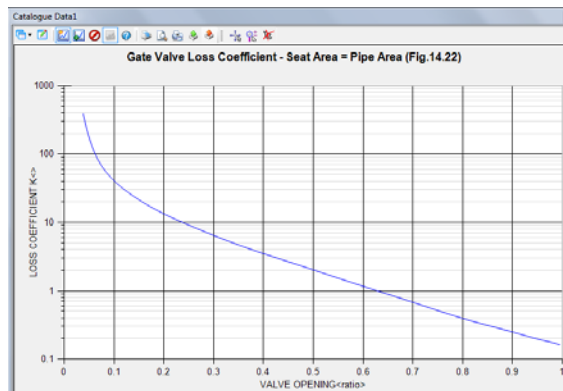
از آنجاکه متأسفانه مشخصات شیر ورودی و خروجی شامل منحنی افت فشار برحسب میزان باز و بسته شدن شیر فراهم نیست از طریق ترکیب آیت‌های ۱ و ۲ مقدار بسته شدن شیرها به نحوی تغییر می‌یابد تا دبی‌های مدنظر فراهم شود. نتایج حاصله در جدول ۱ ارائه شده است.

با توجه به مقادیر ارائه شده در فوق می‌توان NPSH margin را برای پمپ موضوع پروژه (با توجه به NPSHr محاسبه شده در فصل قبلی) بررسی کرد. برای محاسبه NPSHa در نقطه طراحی (و در دیگر نقاط) از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$NPSHa = \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g}$$

که در آن  $p_v$  فشار بخار آب در دمایی نقطه طراحی هست. برای این منظور برای جریان آب دمای آن ۴۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. در این دما مقدار فشار بخار 7.4 kpa هست. در نقطه طراحی مقدار NPSHa چنین به دست می‌آید:

$$NPSHa = \frac{1.033 \times 10^5}{1000 \times 9.8} + \frac{(4.7)^2/4}{2 \times 9.8} - \frac{7.4 \times 10^3}{1000 \times 9.8} = 10 \text{ m}$$



شکل ۶ مشخصات افت فشار شیر (بر اساس پیش‌فرض‌های فلو‌مستر)

برای پمپ نیز گزینه پمپ شعاعی انتخاب گردیده و منحنی عمومی Suter Head Parameter لحاظ می‌شود. همچنین دبی 1.325 m<sup>3</sup>/s (معادل 4770) و میزان هد ۳۵ متر و توان شفت ۸۰۰ اسب بخار به‌عنوان مشخصات طراحی پمپ (Rated) لحاظ شده است.

از منظر واقعی، دبی عبوری از سیستم و پمپ نتیجه تلاقی دو منحنی عملکردی پمپ و Resistance Line سیستم پمپاژ حاصل می‌شود. بدیهی است که Resistance Line دربرگیرنده کلیه المان‌های پایینگ در سیستم پمپاژ خصوصاً شامل المان‌های پایین دست پمپ است که شامل کلیه تجهیزاتی است که آب خنک از آن‌ها عبور می‌کند تا سرمایش فرایندی لازم را فراهم آورد؛ اما یکی از مشکلات موجود در شبیه‌سازی سیستم پمپاژ فقدان دسترسی به مشخصات المان‌های پایین دست پمپ است. به همین دلیل از ترکیب المان Loss و Pressure Source استفاده می‌شود.

از آنجاکه نهایتاً آب وارد کولینگ تاور می‌شود بنابراین فشار خروجی در انتهای المان Loss به منبع فشار متصل می‌شود تا مقدار فشار جریان آب در انتهای المان مذکور برابر با فشار محیط و یا 1.013 bar باشد.

در شکل ۷ نتایج شبیه‌سازی در نقطه طراحی برای المان Loss نشان داده شده است. برای رسیدن به دبی 1.325 m<sup>3</sup>/s



دیده می‌شود که حتی در دبی‌های پایین نیز هنوز اختلاف قابل توجهی بین  $NPSHa$  و  $NPSHr$  وجود دارد که با توجه به آن می‌بایست موارد زیر را در نظر گرفت:

(۱) مقدار  $NPSHr$  محاسبه شده تقریبی بوده و دارای خطا هست؛ بنابراین امکان کاهش اختلاف بین  $NPSHa$  و  $NPSHr$  وجود دارد.

(۲) مقدار  $NPSHr$  همان‌طور که قبلاً نیز اشاره شد معیار مناسبی برای پیش‌بینی شروع کاویتاسیون نیست و همان‌طور که ارائه شد مقدار  $NPSHi$  گاه تا چندین برابر  $NPSHr$  هست.

#### اطلاعات عملکردی

اطلاعات عملکردی یک پمپ سانتریفیوژ به صورت زیر تعریف می‌شوند:

نرخ جریان  $Q$  که معمولاً به صورت حجم جریان مفید از طریق نازل تخلیه تعریف می‌گردد.

کار مخصوص  $Y$  یا هد  $H = Y / g$

مصرف برق  $P$  در کوپلینگ پمپ

راندمان  $\eta$  در کوپلینگ پمپ

هد مکشی مثبت خالص  $NPSH^1$  در ورودی پمپ، یا انرژی مکشی مثبت خالص

$$NPSE = g \times NPSH$$

#### ۳- مشخصات پمپ

با تغییر نرخ جریان پمپ، هد، مصرف سوخت و راندمان نیز تغییر می‌کند. رسم این کمیت‌ها برحسب نرخ جریان "مشخصات پمپ" را به ما می‌دهد. در نرخ جریان مشخصی راندمان پمپ به بیشترین مقدار خود می‌رسد که اصطلاحاً "نقطه بهترین بازده"

Property	Value
Arm: 1 Flow Rate	-1.32388 m3/s
Arm: 2 Flow Rate	1.32388 m3/s
Arm: 1 Mass Flow Rate Result	-1321.51 kg/s
Arm: 2 Mass Flow Rate Result	1321.51 kg/s
Arm: 1 Velocity	-4.72816 m/s
Arm: 2 Velocity	4.72816 m/s
Arm: 1 Reynolds Number	2.81241e+06
Arm: 2 Reynolds Number	2.81241e+06
Pressure Drop	3.18116 bar
Loss Coefficient Result	28.5109

Property	Value	Chk
Loss: Discrete	Sub Form ...	
Cross Sectional Area	0.28 m2	
Forward Loss Coefficient	28.5	
Reverse Flow Loss Coef.	1	
Hydraulic Diameter	Not Set	
Visualiser and Segmenter Data	Sub Form ...	
Profile Parameter Option	Not Set	
Profile Factor Evaluation Option	Not Set	
Forward Pressure Loss v Flow Rate	Not Set	
Reverse Press Loss v Flow Rate	Not Set	

شکل ۷ نتایج شبیه‌سازی در نقطه طراحی LOSS المان

جدول ۱ نتایج شبیه‌سازی سیستم پمپاژ در دبی‌های کاری مختلف

دبی عبوری (m <sup>3</sup> /hr)			
۲۰۰۰	۳۰۰۰	۴۷۷۰	
۰.۷۵	۰.۸۵	۱.۰۳۳	فشار ورودی پمپ (bar)
۵	۴.۸	۴.۳۲	فشار خروجی پمپ (bar)
۴۳۴	۵۱۲	۵۸۲	توان مصرفی پمپ (kW)
۵۶	۶۸	۷۵	راندمان پمپ (%)

بنابراین همان‌طور که دیده می‌شود در مقایسه با  $NPSHr=2.8$  m حاشیه مناسبی برای کاویتاسیون در نقطه طراحی وجود دارد؛ اما جالب است که با تقریباً ثابت در نظر گرفتن مقدار  $NPSHr$  در دبی ۲۰۰۰ مترمکعب در ساعت در تابستان مقدار  $NPSHa$  برابر است با

$$NPSHa = \frac{0.75 \times 10^5}{1000 \times 9.8} + \frac{(2.1)^2 / 4}{2 \times 9.8} - \frac{7.4 \times 10^3}{1000 \times 9.8} \sim 6 \text{ m}$$

<sup>1</sup> . Net positive suction head.



استفاده از نرم‌افزار تجاری CFX-TASCflow، FLUENT و STARCD مورد مطالعه قرار دادند.

معمولاً، کدهای CFD سه روش محاسباتی را برای آنالیز جریان‌های توربوماشینی ارائه می‌دهند: قاب مرجع چندگانه (MRF)، صفحه اختلاط و مش متحرک. دو روش اول اصولاً روش‌های جریان پایا هستند. در روش MRF، روتور در موقعیتی ثابت نگه‌داشته می‌شود و معادلات حاکم برای روتور در یک قاب مرجع دوار حل می‌گردد، شامل نیروهای کریولیس و سانتریفیوژ، درحالی‌که برای استاتور در قاب مرجع مطلق حل می‌گردد [12]. CFD به‌صورت گسترده در پمپ‌های جریان مختلط با جریان‌های مخصوص پایین و متوسط توسط تاکامارا و گوتو [13] و [14] و پمپ جریان شعاعی توسط سدلر و منسیک [15] استفاده شده است.

در ادامه، بازبینی انتقادی کاربردهای CFD در پمپ‌های سانتریفیوژ ارائه شده است. مزایا و محدودیت‌های تکنیک CFD تشریح شده است. روش‌های رایج و اهداف آینده برای آنالیز جریان پمپ سانتریفیوژ توسط CFD به‌عنوان یک ابزار شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفته است. طراحان پمپ‌ها دائماً با چالش عرضه ماشین‌هایی که با راندمان بیشتر، صدای کمتر و قابلیت اعتماد بیشتر با هزینه پایین‌تر کار کنند روبرو هستند. محققین زیادی از CFD به‌عنوان یک ابزار شبیه‌سازی عددی برای انجام تحقیقات روی پمپ‌های سانتریفیوژ استفاده کرده‌اند.

### ۳-۲- پیش‌بینی عملکرد در شرایط عملکردی مختلف

پمپ‌های سانتریفیوژ به‌صورت گسترده برای کاربردهای مختلفی مورد استفاده قرار می‌گیرند. بیشتر مطالعات پیشین روی حالت طراحی یا نزدیک طراحی پمپ متمرکز بودند. تلاش‌های کمی برای مطالعه عملکرد خارج از نقطه طراحی پمپ که عملکرد پمپ بدتر می‌گردد، صورت گرفت [16]. با کمک رویکرد CFD، جریان‌های داخلی پیچیده داخل اجزای مختلف پمپ در شرایط

(BEP) نامیده می‌شود. پمپ برای همین BEP طراحی می‌گردد که توسط  $Q_{opt}, H_{opt}, P_{opt}, \eta_{opt}$  در یک سرعت معین، مشخص می‌گردد. نقطه کاری پمپ نقطه‌ای است که هد تولیدی توسط پمپ برابر با هد مورد نیاز طرح می‌گردد. به‌عبارت‌دیگر این نقطه محل تقاطع منحنی مشخصه پمپ با مشخصه سیستم هست.

### ۳-۱- مبانی حل عددی جریان در پمپ

پمپ سانتریفیوژ رایج‌ترین پمپ مورد استفاده در صنعت، کشاورزی و کاربردهای خانگی است. طراحی پروانه این نوع پمپ نیاز به فهم جزئیات جریان داخلی در شرایط عملکردی مجاز و part load دارد [2]. پیش‌بینی دقیق عملکرد پمپ‌ها قبل از ساخت برای دستیابی به طراحی بهینه آن‌ها تعیین‌کننده هست که نیازمند درک رفتار جریان در بخش‌های مختلف پمپ هست. تست مدل آزمایشگاهی پمپ یکی از راه‌حل‌های موجود برای پیش‌بینی عملکرد پمپ است ولی این روش خسته‌کننده، زمان‌بر و پرهزینه است. روش تئوری نیز صرفاً مقدار در اختیار ما قرار می‌دهد و قادر به بیان دلایل عملکرد ضعیف پمپ نیست [3]. در سال‌های اخیر، CFD شروع به ایفای نقش کلیدی در پیش‌بینی جریان درون پمپ‌ها و توربین‌ها نموده است و به‌صورت موفقیت‌آمیز به پیشرفت طراحی آن‌ها کمک کرده است [4].

کاربرد CFD در طراحی پمپ‌های آب و توربین‌ها از حدود ۳۰ سال پیش آغاز شد. گام‌های اولیه آن با معرفی روش المان محدود در CFD هم‌زمان شد. رشد روزافزون قدرت کامپیوترها و پیشرفت در دقت روش‌های عددی، روش‌های CFD در توربوماشین را از کار صرفاً تحقیقاتی وارد بازار صنعتی کرد [5-7]. نرم‌افزارهای زیادی برای آنالیز عددی توربوماشین‌ها موجود هستند مانند Fluent, CFX, Fidap, Polyflow, Phoenix, Star CD, Flow 3d, ESI/CFDRC, SCRYU و غیره [8]. اخیراً، کوپرت [9]، پوتس و نیوتن [10] و سان و سوکاموتو [11] عملکرد خارج از نقطه طراحی را به ترتیب با

مدل مقایسه گردید که همخوانی خوبی مشاهده شد. کانتورهای فشار استاتیک پمپ در حالت تخلیه اسمی در شکل نشان داده شده است.

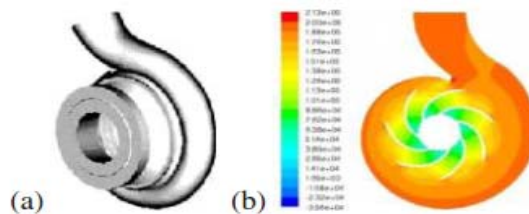
### ۳-۳- مطالعه پارامتریک

CFD به پیش‌بینی رفتار جریان در بخش‌های مختلف ماشین‌های هیدرولیکی قبل از تولید واقعی آن‌ها کمک می‌کند. در حالت اصلاح دستگاه‌های موجود، می‌توان اصلاحات را روی مدل عددی انجام داد و تأثیر آن‌ها را پیش از پیاده‌سازی بررسی کرد. CFD به مطالعه تأثیر پارامترهای مختلف، به‌طور مستقل با تشکیل گروه‌های بدون بعد، روی عملکرد پمپ کمک می‌کند.

بچارودیس [20] عملکرد پمپ را با تغییر زوایای خروجی پره و با ثابت نگه‌داشتن قطر خروجی مورد بررسی قرار داد. شبیه‌سازی عددی معادلات ناویر-استوکس سه‌بعدی توسط یک کد CFD حجم محدود تجاری انجام شد. در ظرفیت نامی، با افزایش زاویه خروجی پره از ۲۰ تا ۵۰، هد بیش از ۶٪ افزایش پیدا کرد ولی راندمان هیدرولیکی ۴/۵٪ کاهش پیدا کرد. با این‌حال، در نرخ جریان‌های بالا، افزایش زاویه خروجی پره موجب بهبود چشمگیر راندمان هیدرولیکی شد. آناگنوستپولوس [22] مدل عددی شبیه‌سازی جریان آشفته سه‌بعدی در پروانه پمپ سانتریفیوژ را برای حل معادلات RANS توسعه داد. هندسه پروانه توسط تعدادی متغیر طراحی قابل کنترل ارائه شد که قابلیت اصلاح شکل پروانه و تست ساختارهای مختلف را فراهم می‌کند. نتایج این مطالعات پارامتریک نشان داد که فواید قابل‌توجهی در راندمان هیدرولیکی از طریق بهینه‌سازی هندسه در پروانه قابل‌دستیابی است. هندسه پوشش اصلاح شده و تأثیر آن روی هد و راندمان در شکل ۹-الف نشان داده شده است.

عملکردی مختلف قابل‌بررسی است که به بهبود عملکرد در شرایط خارج از نقطه طراحی کمک می‌کند.

منتزوست [17] شبیه‌سازی عددی جریان داخلی در یک پمپ سانتریفیوژ با پره‌های دارای انحنای رو به عقب را انجام داد. رویکرد MRF برای در نظر گرفتن برهم‌کنش پروانه-پیچک مورد استفاده قرار گرفت که به دلیل فرمولاسیون کولینگ ثابت استفاده شده موفقیت‌آمیز نبود. با این‌حال، به درک جریان در نقاط عملکردی مختلف کمک کرد. تحلیل گذرا به‌عنوان ابزاری برای درک برهم‌کنش بین پروانه و پوشش مارپیچی پیشنهاد شد. مدل محاسباتی سه‌بعدی پمپ سانتریفیوژ در شکل ۸ نشان داده شده است. منتزوست [18] جریان میان پروانه پمپ سانتریفیوژ را با استفاده از روش حجم محدود در امتداد شبکه با سازمان برای حل معادلات حاکم گسسته شده ارائه داد. تکنیک CFD برای پیش‌بینی الگوی جریان، توزیع فشار و منحنی ظرفیت هد مورد استفاده قرار گرفت. اگرچه سائز شبکه برای بررسی متغیرهای موضعی لایه مرزی مناسب نبود ولی مقادیر کلی متغیرها به‌خوبی محاسبه شدند. رویکرد ارائه شده برای فهم پایه‌ای جریان در نقاط عملکردی مختلف مناسب بود.



شکل ۸ (a) مدل محاسباتی سه‌بعدی برای پمپ سانتریفیوژ و (b) کانتور فشار استاتیک در پمپ

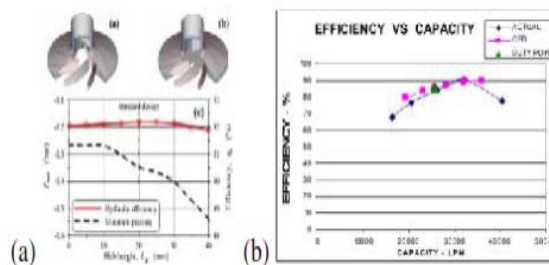
شاه [19] شبیه‌سازی حالت پایای یک پمپ سانتریفیوژ با ظرفیت ۲۰۰ مترمکعب بر ساعت را با استفاده از معادلات RANS انجام داد. غیریکنواختی‌هایی در بخش‌های مختلف پمپ در شرایط خراج طراحی مشاهده شد که منجر به کاهش عملکرد گردید. مدل توربولانسی  $k - \omega SST$  در مقایسه با مدل  $RNG k - \epsilon$  نتایج بهتری را ارائه داد. منحنی مشخصه عملکردی پیش‌بینی شده توسط شبیه‌سازی عددی با نتایج تست

تجربی مقایسه شد. نوحمیت [24] جریان کاویتاسیونی در یک پمپ سانتریفیوژ با ظرفیت پایین را توسط محیط دوفازی هوا-بخار-مایع (مدل TE) و مدل تبخیر آنتالپی ثابت (CEV) مورد مطالعه قرارداد. مطالعات آشکار ساخت که در نرخ جریان بالا حباب‌های کاویتاسیونی در لبه حمله سطح فشار ظاهر شده و هد فته رفته کاهش می‌یابد. مدل TE قادر به پیش‌بینی افت تدریجی هد بود ولی محاسبات ناپایدار بودند، درحالی‌که مدل CEV قادر به پیش‌بینی افت تدریجی هد نبود. در هر دو مدل اصلاحات بیشتری برای دستیابی به نتایج پایا و دقیق پیشنهاد شد. کاربرد [25] از آنالیزهای عددی در پروانه یک پمپ سانتریفیوژ غوطه‌ور که یک مخلوط هوا-آب را انتقال می‌دهد و شبیه به جریان کاویتاسیونی بود، استفاده کرد. آنالیز حساسیت نسبت به کسر حجمی گاز و قطر حباب انجام شد.

### ۳-۵- بررسی برهم‌کنش بین اجزا

حرکت نسبی بین پروانه و پیچک تولید یک برهم‌کنش ناپایا می‌کند که نه تنها عملکرد کلی پمپ را تحت تأثیر قرار می‌دهد بلکه همچنین مسئول نوسانات فشار نیز هست. نوسانات فشار با پوشش پیچک برهم‌کنش کرده و موجب افزایش اثرات دینامیک (عمدتاً نیروهای ناپایا) روی اجزای مکانیکی می‌گردد که یکی از مهم‌ترین منابع ارتعاشات و سروصدای هیدرولیکی است. گونزالز [26] قابلیت شبیه‌سازی عددی در به تصویر کشیدن اثرات دینامیک و ناپایا درون یک پمپ سانتریفیوژ ناشی از برهم‌کنش پروانه-پیچک را نشان داد. معادلات لزج ناویر-استوکس همراه با تکنیک مش لغزنده برای به تصویر کشیدن برهم‌کنش پروانه-پیچک استفاده شد. نوسانات فشار در پیچک در شک نشان داده شده است.

وانگ و سوکاموتو [27] یک روش عددی را برای پیش‌بینی واقع‌گرایانه نوسانات فشار ناشی از برهم‌کنش روتور-استاتور در یک پمپ دیفیوزر با لحاظ کردن تغییر در نقطه عملکرد پمپ توسعه داد. شک بردار سرعت درون کانال ۱ و ۲ پروانه‌های پمپ تحت استال دورانی را نشان می‌دهد. نوسانات فشار در جریان تراکم‌ناپذیر ناپایا با استفاده از روش گردابه‌ای پیش‌بینی شد که



شکل ۹ (a) هندسه اصلاح شده پوشش و تأثیر آن روی هد و راندمان و (b) منحنی راندمان در مقابل ظرفیت

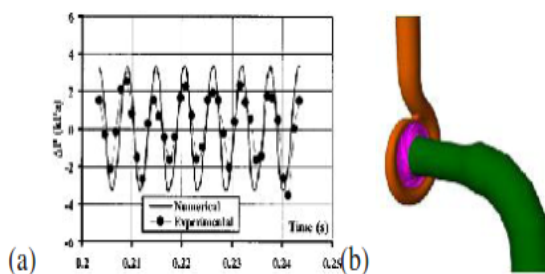
پاتل و راماکریشن [22] تأثیر تغییرات پروفیل منحنی توپی و زاویه استاتور در پمپ جریان مختلط در نقطه کاری و part load را به صورت عددی مورد مطالعه قراردادند: (i) ماهیت منحنی هد و قدرت در برابر ظرفیت مشابه با پمپ جریان مختلط استاندارد است (ii) راندمان پمپ در حدود ۵٪+ در نقطه کاری پیش‌بینی شد. ولی تغییرات بیشتری در شرایط خارج نقطه طراحی مشاهده شد و (iii) راندمان پس از تطبیق زاویه استاتور و پروفیل منحنی توپی ۱٪ بهبود پیدا کرد. منحنی‌های راندمان در مقابل ظرفیت، واقعی و پیش‌بینی شده توسط CFD، در شکل ۹-b نشان داده شده است.

### ۳-۴- آنالیز کاویتاسیون

زمانی که فشار موضعی کمتر از فشار بخار متناظر با دمای سیال شود امکان وقوع کاویتاسیون در نواحی مختلفی از پمپ وجود دارد. مکانیزم ساییدگی کاویتاسیون برای بیش از صدسال مورد مطالعه قرار گرفته است، ولی هنوز هم یک تئوری عمومی برای آسیب سایش کاویتاسیون وجود ندارد تا نرخ سایش کاویتاسیون در پروانه‌های پمپ سانتریفیوژ به صورت تحلیلی محاسبه گردد یا شدت سایش در مرحله طراحی پمپ تخمین زده شود.

مدویتر [23] از روش CFD چند فازی برای آنالیز عملکرد پمپ سانتریفیوژ تحت شرایط کاویتاسیونی استفاده کرد. معادلات RANS دوفازی هموژن که در آن معادلات ممنتوم مخلوط و پیوستگی حجمی همراه با کسر حجمی بخار حل می‌گردد را مورد استفاده قرارداد. روند تخلیه جزئی و کاویتاسیون پره، شامل فروپاشی، مشاهده شد و به صورت کیفی با نتایج

در آن گردابه‌های جاری شده از مرز جامد بر مبنای معادلات ممنوتم تعیین گردید.



شکل ۱۰ (a) نوسانات فشار در دیواره پیچک، (b) مدل محاسباتی

گرفت. مشاهده شد که معادلات URANS همراه با مدل توربولانسی  $k - \epsilon$  دو معادله‌ای برای تخمین منطقی عملکرد کلی پمپ سانتریفیوژ، از دیدگاه مهندسی، با خطای کمتر از ۱۰٪ در مقایسه با نتایج تجربی مناسب است. جریان پروانه و دیفیوزر به صورت گسترده مورد بررسی قرار گرفت و مطالعه جریان پیچک به عنوان یک موضوع تحقیقاتی جالب برای بهبود بیشتر عملکرد پمپ تعیین شد. فعال ترین حوزه‌های تحقیق و توسعه آنالیزهای جریان دوفازی (کاویتاسیون)، پمپ جابجایی سیال غیر نیوتنی و برهم کنش سال-سازه هستند. رویکرد CFD مزایای زیادی را در مقایسه با رویکردهای دیگر فراهم می‌کند.

### ۳-۷- روش حل عددی و پارامترهای کنترلی

در حل عددی جریان معادلات دیفرانسیل جزئی توسط فن‌های حجم محدود به معادلات جبری تبدیل می‌شوند. الگوریتم‌های مختلفی برای حل سیستم معادلات جبری وجود دارد. الگوریتم "SIMPLE" (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) و مشتقاتش بیشترین استفاده را دارند. الگوریتم‌های مختلف در زمان حل، همگرایی و دقت باهم تفاوت دارند. معادلات تفاضل جبری تعیین‌کننده رفتار کمیت‌های فیزیکی - سرعت و فشار- درون سلول‌ها هستند. برای دستیابی به نتایج صحیح، باید مرتبه چندجمله‌ای‌ها مشخص شود. معمولاً سه حالت برای این کار وجود دارد: ۱- خطای برشی مرتبه اول: کمیت‌های فیزیکی درون سلول ثابت هستند. ۲- خطای برشی مرتبه دوم: کمیت‌های فیزیکی به صورت خطی تغییر می‌کنند. ۳- خطای برشی مرتبه سوم: کمیت‌های فیزیکی درون سلول‌ها به صورت توابع مربعی هستند.

محاسبه به روش خطای برشی مرتبه اول در کاربردهای توربوماشینی به اندازه کافی دقیق نیست. در مراجع مختلف حداقل دقت مرتبه دوم قید شده است. "پخش عددی" (ویسکوزیته) در محاسبات مرتبه اول شدیداً دقت را محدود می‌کند. افزایش مرتبه چندجمله‌ای، باعث افزایش دقت حل عددی می‌گردد، ولی روند همگرایی نیز سخت‌تر می‌شود. برای غلبه بر مشکلات همگرایی می‌توان محاسبات را با رویکرد مرتبه

### ۳-۶- راست محوری در پمپ‌های سانتریفیوژ

یکی از چالش‌برانگیزترین جنبه‌های پمپ شفت افقی تخمین تراست محوری وارده روی شفت دوار است که توسط مشخصه‌های پمپ، شرایط کاری و میدان فشار داخلی تحت تأثیر قرار می‌گیرد. حل این مشکل برای پمپ‌های تک‌مرحله‌ای آسان است درحالی‌که پیچیدگی در پمپ‌های چندمرحله‌ای افزایش می‌یابد.

سالوادوری [28] از شبیه‌سازی CFD برای پمپ افقی چندمرحله‌ای استفاده کرد و سهم هر جزء را در بار محوری توسط بررسی جریان داخلی و میدان فشار آن تخمین زد. اهمیت نشی جریان در محفظه پوشش و بالانس درام‌ها برای بالانس محوری پمپ نیز مورد بحث قرار گرفت. روش پیشنهادی قادر به لحاظ کردن اثرات عملکرد پمپ روی تراست محوری بود.

آنالیز جریان پمپ سانتریفیوژ اغلب یک کار چالش‌برانگیز است زیرا به آنالیزهای مهم جریان شدیداً پیچیده که دارای ماهیت آشفته و سه‌بعدی هست و دارای گذرگاه‌های جریان با منحنی‌های دارای تغییرات سریع هست، نیاز دارد. رویکرد CFD به عنوان یک ابزار شبیه‌سازی عددی به صورت گسترده در پمپ‌های سانتریفیوژ و در شرایط طراحی و خارج طراحی، مطالعه پارامتریک، آنالیز کاویتاسیون، آنالیز تأثیر برهم کنش در اجزای مختلف، پیش‌بینی تراست محوری و ... مورد استفاده قرار

مقیاس، منجر به تبادل ممنوم شدیدتر عمود بر جهت جریان اصلی می‌گردد. سطح آشفتگی در پمپ‌ها نسبتاً بالا است، برای مثال ۵٪ در ورودی پروانه و ۱۰٪ در ورودی دیفیوزر. با استفاده از مطالعه حساسیت می‌توان تأثیر پارامترهای توربولانسی در یک کاربرد خاص را ارزیابی کرد.

جریان درون یک دیفیوزر وابسته به توزیع سرعت و آشفتگی در ورودی دیفیوزر است. محاسبه چنین اجزایی بدون دانستن جزئیات، ممکن است منجر به تولید نتایج اتفاقی گردد. پارامترهای توربولانسی تأثیر زیادی روی محاسبات دیفیوزر دارند. توزیع سرعت در ورودی اغلب توسط شرایط خروجی جزء پیچیده قبلی داده شده است. به‌عنوان مثال می‌توان به توزیع جریان در خروجی پروانه به‌عنوان شرایط مرزی ورودی برای محاسبه دیفیوزر اشاره کرد. در چنین مواردی محاسبات کوپل توصیه می‌شود.

برای محاسبه پروانه‌های بسته، نشستی جریان از میان آب‌بند حلقوی باید مدل شود زیرا این نشستی روی توزیع سرعت در ورودی پروانه تأثیر می‌گذارد. اگر اختلاف فشار بین ورودی و خروجی به‌جای نرخ جریان جرمی مشخص شود، مشکلات همگرایی در حالت partload با منحنی Q-H ناپایدار پیش می‌آید.

شرط مرزی پرئودیک: برای صرفه‌جویی در زمان محاسبات، اغلب یک پره یا کانال دیفیوزر محاسبه می‌گردد. بدین منظور، شرط مرزی پرئودیک بین دو پره تعریف می‌شود. محاسبات بدین‌صورت کنترل می‌شود که فشارها و سرعت‌های یکسانی در سلول‌های مربوطه در این مرزها وجود دارد.

جریان کاملاً توسعه‌یافته درون لوله نیاز به طول قابل‌توجهی برای شکل‌گیری دارد. به‌جای محاسبه طول زیادی از لوله برای رسیدن به پرئوفیل سرعت کاملاً توسعه‌یافته، مفهوم شرط مرزی پرئودیک می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. مطابق **Error!** **Reference source not found.** تنها یک سلول در جهت جریان نیاز است اگر ورودی و خروجی این سلول به‌صورت

اول شروع کرد و سپس حل همگرایی مرتبه اول مجدداً با مرتبه بالاتر حل گردد.

هر برنامه‌ای تعدادی پارامتر عددی برای بهینه کردن دقت و همگرایی حل در اختیار دارد: برای مثال، ضریب میرایی، ضریب آسایش و گام زمانی. این پارامترها می‌توانند موجب بهبود همگرایی شوند ولی ضریب میرایی ممکن است نتایج را نیز تحت تأثیر قرار دهد. تنها با مقایسه نتایج با نتایج تجربی و به‌کارگیری این پارامترها برای مسائل مشابه می‌توان قابلیت اعتماد نتایج را بهبود داده و ریسک اتفاقی بودن نتایج را کاهش داد. به‌عنوان یک قانون، باید از حلی که به‌اندازه کافی همگرا نشده است صرف‌نظر کرد. همگرایی توسط "باقی‌مانده‌ها" و مسیر همگرایی قابل ارزیابی است. معمولاً باقی‌مانده‌ها کمیت‌هایی بدون بعد هستند.

### ۳-۸- شرایط مرزی

برای تمامی متغیرها در معادلات انتقال شرایط مرزی باید در مرزهای میدان حل تعیین گردد. در دیواره‌های جامد تعریف شده توسط کاربر، شرایط مرزی به‌صورت خودکار مشخص می‌شود: (۱) شرط عدم لغزش برای مؤلفه‌های سرعت نسبی موازی سطح؛ (۲) مؤلفه‌های سرعت عمود بر دیواره صفر هستند. انرژی جنبشی آشفته و گرادیان آن در دیواره صفر است درحالی‌که نرخ اتلاف مقداری محدود بالای صفر فرض می‌شود.

**شرایط مرزی ورودی:** توزیع سرعت در ورودی به میدان محاسباتی توسط مؤلفه‌های  $X, Y, Z$  مشخص می‌گردد. به‌عنوان یک نتیجه، دبی جرمی مشخص هست. برای محاسبه جریان‌های تک‌فازی، اغلب فشار ورودی مشخص نمی‌شود، ولی در محاسبه پدیده کاویتاسیون، فشار ورودی و نرخ جریان جرمی در خروجی مشخص می‌شود.

پارامترهای توربولانسی مانند سطح آشفتگی و طول مقیاس باید در مرز ورودی مشخص گردد. طول مقیاس آشفتگی می‌تواند، برای مثال، به‌صورت ۱ تا ۱۰٪ قطر هیدرولیکی، ارتفاع تیغه، یا قطر ورودی پروانه انتخاب شود. مقادیر بالاتر طول

طریق روند بررسی، طراحی و اصلاح پمپ سرعت بیشتری پیدا کند. در این فصل شبیه‌سازی عددی جریان داخلی در پمپ سانتریفیوژ مکش دوگانه پالایشگاه بیدبلند که در فصل‌های گذشته به‌طور کامل معرفی شد، تشریح می‌گردد. برای این منظور در مرحله اول معادلات ناویر-استوکس در حالت پایا با استفاده از مدل توربولانسی  $k - \epsilon$  حل می‌شوند، همچنین از تکنیک قاب مرجع چندگانه برای لحاظ کردن برهم‌کنش بین پروانه و پیچک استفاده شده است. با این روش، امکان شبیه‌سازی صحیح مسیر جریان و یافتن توزیع فشار فراهم می‌شود. اطلاعات حاصله اجازه آنالیز پدیده‌های پیچیده موجود در پمپ، مانند تغییرات فشار در پیچک در نرخ جریان‌های مختلف فراهم می‌شود؛ اما همان‌طور که عنوان شد، کاویتاسیون یک پدیده فیزیکی رایج در پمپ‌ها هست. این پدیده باعث نوسانات فشار و بار متغیر در پمپ‌ها می‌گردد و در نتیجه به‌طور جدی راندمان پمپ‌ها را کاهش داده و نرخ عملکرد پایدار در آن‌ها را تحت تأثیر قرار می‌دهد. همچنین، میکروجت‌ها و نیروهای ضربه‌ای ناشی از فروپاشی حباب‌ها موجب فرسایش سطح اجزای واقع در مسیر جریان می‌گردد و به پره‌های پروانه آسیب می‌رساند. در نتیجه عمر کاری پمپ‌ها شدیداً کاهش می‌یابد. به دلیل اهمیت پدیده کاویتاسیون، در ادامه جریان دوفازی پایا برای بررسی جریان داخلی پمپ تحت شرایط کاویتاسیونی مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نهایت با توجه ناپایا بودن پدیده کاویتاسیون که شامل پیدایش حباب، توسعه، فروپاشی و شکل‌گیری مجدد آن هست و همچنین ناپایا بودن جریان در پمپ‌های سانتریفیوژ به‌منظور شبیه‌سازی دقیق‌تر جریان درون پمپ جریان کاویتاسیونی ناپایا نیز مورد شبیه‌سازی قرار می‌گیرد.

برای شبیه‌سازی جریان سه‌بعدی آشفته کاویتاسیونی و غیرکاویتاسیونی پایا و ناپایا درون پمپ تحت شرایط طراحی و خارج از نقطه طراحی از کد CFD تجاری Fluent استفاده می‌شود. فلونتت یک پکیج تجاری است که از قابلیت شبیه‌سازی جریان آرام، جریان آشفته و انتقال حرارت برخوردار هست. این نرم‌افزار به‌طور گسترده در زمینه توربوماشین‌ها مورد استفاده

شرایط مرزی پررودیک تعریف شوند. این بدین معنی است که برنامه آن‌قدر تکرار می‌شود تا توزیع سرعت یکسانی-کاملاً توسعه‌یافته- در ورودی و خروجی حاصل شود. در حین تکرار گرادیان فشار در جهت جریان تغییر می‌کند تا اینکه به نرخ جریان مشخص شده می‌رسد.

نتایج این محاسبات، به شکل میدان سرعت و آشفتنگی کاملاً توسعه‌یافته، متعاقباً به‌عنوان شرط ورودی به پروانه، دیفیوزر، یک زانویی، یا هر وسیله دیگری قابل استفاده است. یک مزیت دیگر این است که معمولاً پارامترهای توربولانسی مجهول کاملاً با پروفیل سرعت حاصله سازگار هستند.

شرط تقارن: برای صرفه‌جویی در ظرفیت کامپیوتر تنها نیمی از یک جزء متقارن مدل می‌شود. در شرط مرزی تقارن، مرز به‌صورت یک دیواره بدون اصطکاک یا هر اثر دیگری مدل می‌شود. مؤلفه‌های سرعت عمود بر سطح صفر هستند. گرادیان مؤلفه‌های سرعت موازی سطح برابر صفر هستند.

شرایط مرزی خروجی: از آنجایی که شرایط خروجی یک پمپ نمایانگر نتیجه موردنظر از محاسبات است، شرایط مرزی خروجی باید به‌گونه‌ای انتخاب شود که این نتایج را نقض نکند. یک راه مشخص کردن فشار در یک سلول در مرز خروجی و ندادن فشار به ورودی است. به‌جای مشخص کردن فشار در یک سلول، می‌توان فشار خروجی میانگین را مشخص کرد. راه جایگزین، مشخص کردن فشار در مرز ورودی و نرخ جریان جرمی در خروجی است.

### ۳-۹- شبیه‌سازی پمپ مکش دوگانه پالایشگاه بیدبلند

طراحان پمپ همواره به دنبال طراحی ماشین‌هایی هستند که مؤثرتر عمل کرده، بی‌صداتر و قابل‌اعتمادتر بوده و از هزینه پایین‌تری نیز برخوردار باشند. با کمک رویکرد CFD، جریان داخلی پیچیده در پروانه‌های پمپ آب که هنوز هم به‌طور کامل شناخته‌نشده است، قابل پیش‌بینی و بررسی هست تا از این



جریان برای تحلیل سازه‌ای به نرم‌افزار Static Structural ارسال می‌گردد.

#### ۴- حل جریان تک فاز پایا

معادلات حاکم بر سیال در این حالت، معادلات ناویر-استوکس تراکم ناپذیر سه‌بعدی شامل ترم چشمه نیروی سانتریفیوژ هست. آشفتگی توسط مدل  $k - \epsilon$  استاندارد شبیه‌سازی می‌گردد.

جریان درون پمپ سانتریفیوژ مکش دوگانه پلایشگاه بیدبلند توسط روش عددی بیان شده در قسمت قبل برای سرعت دورانی ۹۹۰ دور در دقیقه و سه نرخ جریان مختلف در ورودی به‌منظور بررسی الگوی جریان در نقطه طراحی و نقاط خارج از طراحی، شبیه‌سازی شده است. اطلاعات جریان در سه حالت شبیه‌سازی شده در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳ پارامترهای جریانی پمپ در حالت‌های تحت شبیه‌سازی

دبی عبوری ( $m^3/hr$ )			
۲۰۰۰	۳۰۰۰	۴۷۷۰	
۰/۷۵	۰/۸۵	۱/۰۳۳	فشار ورودی (bar)
۵	۴/۸	۴/۳۲	فشار خروجی (bar)

معیار همگرایی برای تمامی باقیمانده‌ها مرتبط با معادلات پیوستگی، ممنوم و معادلات  $k - \epsilon$ ،  $10^{-6}$  در نظر گرفته شده است. روند همگرایی حل در شکل ۱۱ نشان داده شده است و مشاهده می‌شود که پس از ۴۰۰۰ تکرار حل کاملاً همگرا شده است.

#### ۵- حل جریان دوفازی پایا

قرار گرفته است و نتایج تحقیقات محققین زیادی نشان‌دهنده قابل‌اعتماد بودن این نرم‌افزار در زمینه شبیه‌سازی جریان در توربوماشین‌ها هست.

هندسه پمپ توسط نرم‌افزار ICEM CFD به پنج بخش مختلف تقسیم شده است که عبارت‌اند از: پروانه، پوشش بالایی، پوشش پایینی، ورودی و خروجی. این تقسیم‌بندی برای تسلط بیشتر بر تولید شبکه در قسمت‌های مختلف هندسه و در نتیجه تولید شبکه دقیق‌تر هست. به دلیل پیچیدگی هندسه پمپ از تولید شبکه سازمان‌یافته صرف‌نظر شده و از شبکه بی‌سازمان استفاده می‌گردد. در این هندسه به دلیل ثابت بودن دیواره‌های پوشش و متحرک بودن پروانه از قاب مرجع چندگانه استفاده می‌گردد که شامل یک ناحیه تحت عنوان ورودی، یک ناحیه برای پروانه و یک ناحیه برای پوشش هست. شبکه تولید شده متشکل از ۱۲۱۹۱۹۸ سلول هست. پارامترهای اصلی جریان در نقطه طراحی نیز در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲ پارامترهای جریان پمپ تحت بررسی در نقطه طراحی

4770	دبی عبوری ( $m^3/hr$ )
2.35	سرعت ورودی ( $m/s$ )
1.033	فشار ورودی پمپ (bar)
4.32	فشار خروجی پمپ (bar)
990	سرعت دورانی (rpm)

با توجه به اینکه پس از شبیه‌سازی سیالاتی پمپ حاضر نتایج به‌دست‌آمده از حل جریان به‌منظور تحلیل سازه در اختیار گروه سازه قرار می‌گیرد، لذا کلیه فرآیندهای شبیه‌سازی در محیط ANSYS Workbench انجام می‌شود تا تطبیق و انتقال اطلاعات به سهولت انجام پذیرد. مراحل شبیه‌سازی به ترتیب زیر هست: خواندن هندسه، تولید شبکه، شبیه‌سازی جریان، تحلیل نتایج، و درنهایت اطلاعات هندسه و شبیه‌سازی



(۱۲)

$$\frac{\partial \alpha_l}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_l v)}{\partial x} + \frac{\partial(\alpha_l v)}{\partial y} - (\dot{m}^+ + \dot{m}^-) = 0$$

$U$  و  $V$  مؤلفه‌های سرعت هستند،  $\rho_m, \alpha_l, p$  به ترتیب فشار، کسر حجمی مایع و چگالی مخلوط هستند.  $\dot{m}$  نیز مقدار تغییر فاز بین دو فاز موجود را نشان می‌دهد.  $\tau$  تانسور تنش برشی است و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

(۱۳)

$$\tau_{xx} = \frac{2(\mu_m + \mu_l)}{Re} \left[ \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right]$$

$$\tau_{yy} = \frac{2(\mu_m + \mu_l)}{Re} \left[ \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{1}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right]$$

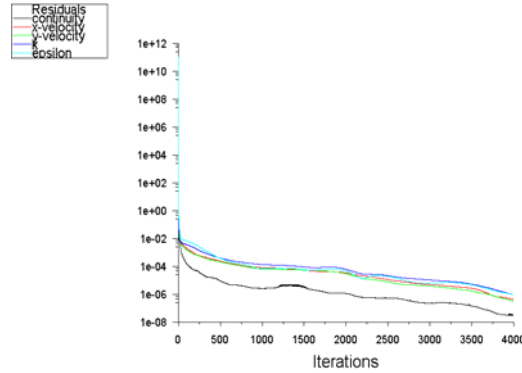
$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \frac{(\mu_m + \mu_l)}{Re} \left[ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]$$

که  $\mu_m, \mu_l$  ویسکوزیته مخلوط و ویسکوزیته ادی آشفته هستند.  $\rho_m, \mu_m$  نیز به مقدار کسر حجمی هر فاز طبق روابط زیر وابسته هستند:

(۱۴)

$$\rho_m = \alpha_l \rho_l + (1 - \alpha_l) \rho_v$$

$$\mu_m = \alpha_l \mu_l + (1 - \alpha_l) \mu_v$$



شکل ۱۱ روند همگرایی حل عددی جریان تک فاز پایا درون پمپ

همان‌طور که بیان شد، به دلیل کاهش فشار در وجه پشتی لبه حمله پره‌ها و نیز بازگردش جریان در لبه حمله پره‌ها احتمال وقوع پدیده کاویتاسیون در لبه حمله پره‌ها وجود دارد که نیازمند تحلیل جریان دوفازی درون پمپ هست. لذا در این قسمت جریان دوفازی پایا درون پمپ به‌منظور بررسی پدیده کاویتاسیون به روش عددی توسط نرم‌افزار فلونت مورد شبیه‌سازی قرار می‌گیرد.

#### ۵-۱- معادلات حاکم

معادلات (Reynolds Averaged Navier-Stokes) برای جریان تراکم ناپذیر آشفته پایا درون پمپ به‌صورت زیر هستند:

(۱۱)

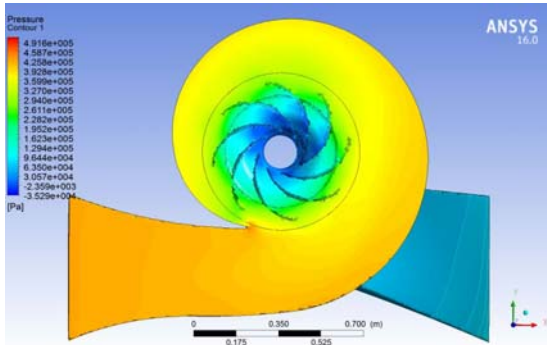
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} - ((\dot{m}^+ + \dot{m}^-) (1 - \frac{1}{\rho_m})) = 0$$

$$\frac{\partial(\rho_m u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_m v)}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - \frac{\partial(\rho_m (\overline{u'^2} + \overline{u'v'}))}{\partial x} = 0$$

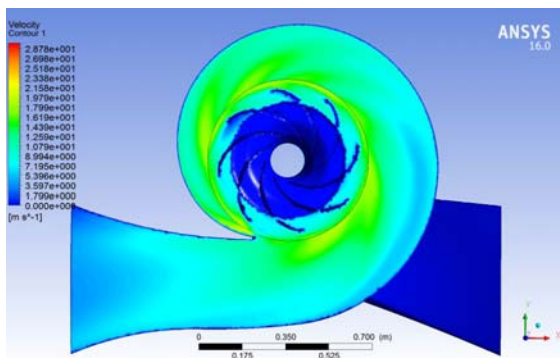
$$\frac{\partial(\rho_m v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_m uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_m v^2 + p)}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} - \frac{\partial(\rho_m (\overline{v'^2} + \overline{u'v'}))}{\partial y} = 0$$

معادله فرافت برای کسر حجمی در جریان دوفازی به فرم زیر هست:

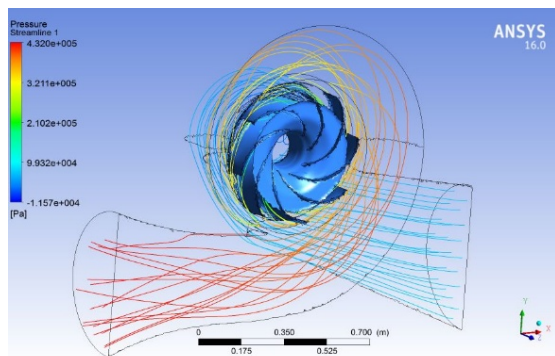
$$\overline{\rho_m u_i' v_i'} = \mu_l \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_l \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \delta_{ij}$$



شکل ۱۲ توزیع فشار استاتیک درون پمپ در نقطه طراحی



شکل ۱۳ توزیع سرعت درون پمپ در نقطه طراحی



شکل ۱۴ خطوط جریان درون پمپ در نقطه طراحی

### ۶- حل جریان دوفازی ناپایا

در قسمت‌های قبل، جریان درون پمپ تحت بررسی به‌صورت جریان تک فاز پایا و دوفازی ناپایا تحت بررسی قرار گرفت که نتایج به‌دست‌آمده نشان‌دهنده‌ی اطلاعات مهم و مفیدی در ارتباط با چگونگی تغییرات پارامترهای جریان شامل فشار، سرعت، خطوط جریان و همچنین پدیده‌های بازگردش

$$\mu_t = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

برای بسته شدن دستگاه معادلات بالا مدل توربولانسی k-ε

به فرم زیر مورد استفاده قرار می‌گیرد:

(۱۶)

$$\frac{\partial(\rho_m k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m k \mu_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon + \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (C_{3\varepsilon} G_b) + S_\varepsilon$$

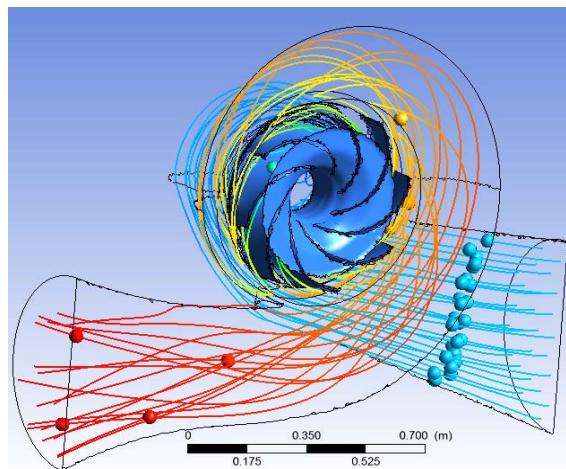
که

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{S \frac{k}{\varepsilon}}{S \frac{k}{\varepsilon} + 5} \right]$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}, \quad C_2 = const., \quad C_{1\varepsilon} = const.$$

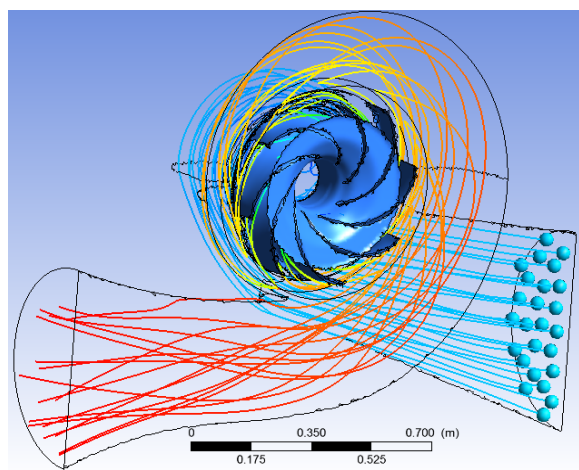
### ۵-۲- روش حل عددی

برای حل معادلات بقای نوشته‌شده در قسمت قبل، از روش حجم محدود ضمنی و مدل دوفازی mixture در نرم‌افزار فلوئنت استفاده می‌شود. رویکرد مرتبه دوم تفاضل مرکزی برای گسسته سازی ترم‌های انتشار، ترم چشمه و ترم فشاری استفاده می‌شود. ترم جابجایی توسط رویکرد ضمنی مرتبه دوم گسسته می‌شود. رویکرد عددی استفاده‌شده در این قسمت حلگر pressure based به همراه الگوریتم SIMPLE برای کولینگ بین سرعت و فشار هست. توزیع فشار، توزیع سرعت، خطوط جریان و حرکت ذرات در امتداد خطوط جریان در نقطه طراحی در شکل‌های ۱۲ الی ۱۴ نشان داده‌شده است.

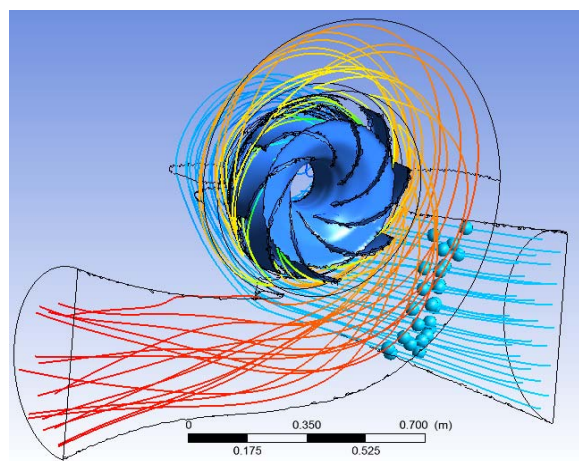


جریان و کاویتاسیون در نواحی مختلف پمپ و نیز تأثیر کارکرد پمپ در نقاط خارج از طراحی روی عملکرد آن هستند. با این وجود به دلیل اینکه پدیده‌ی کاویتاسیون ذاتاً پدیده‌ای ناپایا و متشکل از چندین مرحله شامل پیدایش حباب، رشد آن، فروپاشی حباب و شکل‌گیری مجدد هست، لذا لازم است تا به‌منظور بررسی دقیق‌تر جریان دوفازی درون پمپ به‌صورت ناپایا نیز مورد بررسی قرار گیرد که در این قسمت به آن پرداخته می‌شود.

### ۶-۱- نتایج حل جریان دوفازی ناپایا



توزیع کسر حجمی بخار در مقطع میانی پروانه پمپ برای نقطه طراحی در زمان‌های مختلف در شکل ۳-۴۱ نشان داده شده است. مراحل مختلف اشاره شده برای پدیده کاویتاسیون شامل شکل‌گیری، توسعه، فروپاشی و پیدایش مجدد حباب در این شکل قابل مشاهده است. به‌طور مشابه تغییرات کسر حجمی بخار برای حالت‌های خارج از نقطه طراحی با زمان در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ به تصویر کشیده شده است، مشاهده می‌شود که در این حالت‌ها نیز شاهد شکل‌گیری، توسعه، فروپاشی و پیدایش مجدد حباب هستیم. با مقایسه شکل‌های مذکور مشاهده می‌شود که در زمان‌های یکسان اندازه حباب کاویتاسیونی با کاهش دبی کوچک‌تر می‌گردد، در واقع نتایج به‌دست‌آمده در این قسمت تأییدکننده نتایج به‌دست‌آمده توسط شبیه‌سازی جریان دوفازی پایا هست که بیان‌گر کوچک‌تر شدن ناحیه تحت تأثیر کاویتاسیون در سطح مکش لبه حمله پره‌ها با کاهش دبی جریان و دور شدن از نقطه طراحی هست.



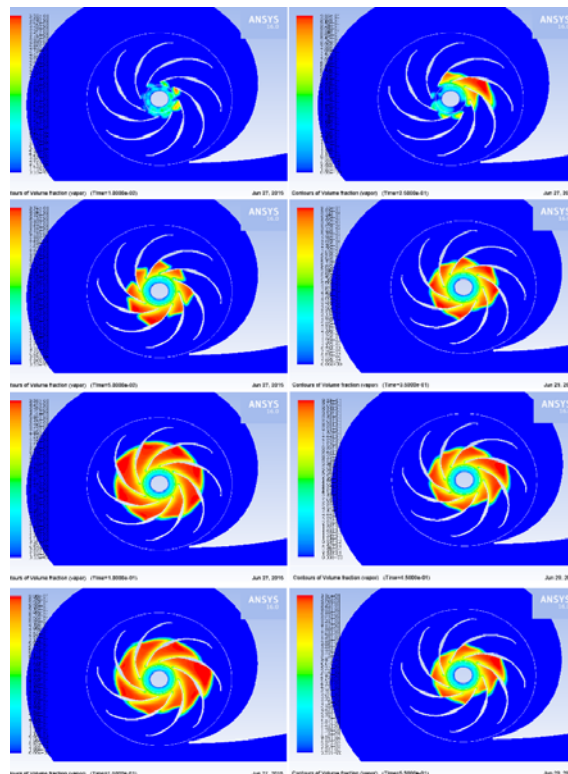
شکل ۱۵ حرکت ذرات در امتداد خطوط جریان درون پمپ در نقطه طراحی

در تحلیل سه‌بعدی امپلر نشان داده شده که سیکل کاویتاسیون با طول بازه زمانی 0.6 s هست. این بدان معنی است که از لحظه تشکیل حباب بخار تا فروپاشی آن و تشکیل مجدد 0.6 ثانیه طول می‌کشد. تکرار این فرآیند در طول زمان منجر به وارد آمدن نیروی نوسانی به پره شده است. این نیروی نوسانی منجر به خستگی فلز و در نهایت شکست آن شده است. به این نوع خستگی، خستگی سیکل پایین گفته می‌شود که فرکانس کاری کمی دارد و در طول زمان منجر به شکست و رشد ترک می‌شود.

اولین مد ارتعاشی سازه در حدود 400 هرتز هست که از فرکانس کاویتاسیون فاصله بسیار دارد. در صورتی که فرکانس کاویتاسیون و فرکانس طبیعی در یک محدوده قرار می‌گرفت منجر به آسیب‌دیدگی شدید سازه و ارتعاش زیاد آن می‌شود.

عدم توجه به اصول ساده و اولیه piping گاهی باعث ایجاد عیوب بزرگ می‌گردد که در اثر آن نیروهای وارده به تجهیز و در نتیجه میزان ارتعاشات آن به شدت افزایش یافته و باعث خرابی زود هنگام تجهیز و انجام سرویس‌های تعمیراتی در فواصل کوتاه می‌گردد. با رعایت این اصول اولیه می‌توان هزینه‌های تعمیراتی را به شدت کاهش داده و باعث پایداری تولید شویم.

آنالیز جریان پمپ سانتریفیوژ اغلب یک کار چالش‌برانگیز است، زیرا به آنالیزهای مهم جریان شدیداً پیچیده که دارای ماهیت آشفته و سه‌بعدی هست و دارای گذرگاه‌های جریان با منحنی‌های دارای تغییرات سریع هست، نیاز دارد. رویکرد CFD به‌عنوان یک ابزار شبیه‌سازی عددی به‌صورت گسترده در پمپ‌های سانتریفیوژ و در شرایط طراحی و خارج طراحی، مطالعه پارامتریک، آنالیز کاویتاسیون، آنالیز تأثیر برهم‌کنش در اجزای مختلف، پیش‌بینی تراست محوری و ... مورد استفاده قرار گرفت. مشاهده شد که معادلات URANS همراه با مدل توربولانسی  $k - \epsilon$  دو معادله‌ای برای تخمین منطقی عملکرد کلی پمپ سانتریفیوژ، از دیدگاه مهندسی، با خطای کمتر از 10٪ در مقایسه با نتایج تجربی مناسب است. جریان پروانه و دیفیوزر به‌صورت گسترده مورد بررسی قرار گرفت و مطالعه



شکل ۱۶ کانتور کسر حجمی بخار درون پمپ برای جریان دوفازی ناپایا- نقطه طراحی

## ۷- نتیجه‌گیری و پیشنهادات

در این بخش به تحلیل سیالاتی و تنش‌ی و آنالیز مودال سازه پره پمپ پرداخته شده است. در ابتدا خلاصه‌ای از مأموریت پمپ و خصوصیات آن ارائه شده، سپس با توجه به الزامات و قيود سازه پمپ بر اساس معیار فون مایسس و الزامات فرکانس طبیعی تحلیل شده است. بر اساس تحلیل انجام شده در رابطه با تحمل تنش، حاکی از وجود حاشیه‌ای ایمن به‌منظور جلوگیری از ایجاد هرگونه آسیب و خرابی در پمپ در طول فازهای مختلف مأموریت هست. اگرچه بیشترین تنش وارده در هاب پره‌ها وارد می‌شود (که محل خرابی گزارش شده نیز هست) اما این تنش به‌صورت استاتیک موجب این پدیده نشده است. همچنین مودهای فرکانسی کاری در حاشیه مناسبی از فرکانس طبیعی سیستم قرار دارند؛ بنابراین پدیده ناشی از خستگی سازه ناشی از پدیده کاویتاسیون برآورد می‌شود.

[1] بحرینیان سید سعید، بخشش مهدی، " یک روش برای به

دست آوردن هندسه پیچیده ماشین‌های دوار"، نهمین

کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران، بیرجند - دانشگاه

بیرجند

[2] Usha, P., Syamsundar, C., 2010. "Computational analysis on performance of a centrifugal pump impeller," Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power. Chennai, India, paper#TM-07.

[3] Patel, K., Satanee, M., 2006. "New development of high head Francis turbine at jyoti ltd. for small hydro power plant," Proceedings of Himalayan Small Hydropower Summit. Dehradun, India, paper#13.

[4] Croba, D., Kueny, J., 1996. Numerical Calculation of 2D Unsteady Flow in Centrifugal Pumps: Impeller and Volute Interaction. International Journal for Numerical Methods in Fluids 22, p. 467.

[5] Keck, H., Sick, M., 2008. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. Acta Mech 201, p. 211.

[6] Keck, H., Weiss, T., Michler, W., Sick, M., 2007. "Recent developments in the dynamic analysis of water turbines," Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, pp. 9-20.

[7] Pascoa, J., Mendes, A., Gato, L., 2009. A Fast Iterative Inverse Method for Turbomachinery Blade Design. Mechanics Research Communications 36(5), p. 537.

[8] <http://www.cfdreview.com>.

[9] Kaupert, K., Holbein, P., Staubli, T., 1996. A First Analysis of Flow Field Hysteresis in a Pump Impeller. Journal of Fluids Engineering 118, p. 685.

[10] Potts, I., Newton, T., 1998. "Use of commercial CFD pack-age to predict shut-off behavior of model centrifugal pump: an appraisal," IMechE Seminar.

[11] Sun, J., Tsukamoto, H. 2001. Off-Design Performance Prediction for Diffuser Pumps. Journal of Power and Energy, Proceedings of I. Mech. E A215, p. 191.

[12] Dick, E., Vierendeels, J., Serbruyns, S., Voorde, J., 2001. Performance Prediction of Centrifugal Pumps with CFD-Tools. Task Quarterly 5 (4), p. 579.

[13] Takemura, T., Goto, A., 1996. Experimental and Numerical Study of Three-Dimensional Flows in a Mixed-Flow Pump Stage. Journal of Turbomachinery 118 (3), p. 552.

[14] Goto, A., 1997. Prediction of Diffuser Pump Performance Using 3D Viscous Stage Calculation. Journal of Fluids Engineering.

[15] Sedlar Mand Mensik P 1999 Investigation of rotor/stator interaction influence on flow fields in radial flow pumps Proceedings of 3rd European Conference on Turbomachinery, IMechE, pp. 1017-1025

جریان پیچک به عنوان یک موضوع تحقیقاتی جالب برای بهبود

بیشتر عملکرد پمپ تعیین شد. فعال‌ترین حوزه‌های تحقیق و

توسعه آنالیزهای جریان دوفازی (کاویتاسیون)، پمپ جابجایی

سیال غیر نیوتنی و برهم‌کنش سال-سازه هستند. رویکرد CFD

مزایای زیادی را در مقایسه با رویکردهای دیگر فراهم می‌کند.

نتایج شبیه‌سازی جریان دوفازی پایا درون پمپ برای سه

حالت بیان شده ارائه خواهد شد. توزیع فشار، توزیع سرعت،

خطوط جریان و حرکت ذرات در امتداد خطوط جریان در نقطه

طراحی در شکل‌های ۵-۱ تا ۳-۵ نشان داده شده است. مشاهده

می‌شود که چگونگی تغییرات سرعت و فشار در حالت جریان دو

فاز همانند نتایج متناظر در جریان تک فاز هست.

با استفاده از تکنیک ارتعاش سنجی و تعمیرات ناشی از

نتایج آن میزان ارتعاشات پمپ از 8mm/s به 5mm/s کاهش

یافت.

برای شبیه‌سازی جریان سه‌بعدی آشفته کاویتاسیونی و

غیرکاویتاسیونی پایا و ناپایا درون پمپ تحت شرایط طراحی و

خارج از نقطه طراحی از کد CFD تجاری Fluent استفاده

می‌شود. فلونتت یک پکیج تجاری است که از قابلیت شبیه‌سازی

جریان آرام، جریان آشفته و انتقال حرارت برخوردار هست. این

نرم‌افزار به‌طور گسترده در زمینه توربوماشین‌ها مورد استفاده

قرار گرفته است و نتایج تحقیقات محققین زیادی نشان‌دهنده‌ی

قابل‌اعتماد بودن این نرم‌افزار در زمینه شبیه‌سازی جریان در

توربوماشین‌ها هست.

نتایج به‌دست‌آمده از برهم‌کنش پروانه-پیچک این چنین

است: جریان درون پمپ سانتریفیوژ مکش دوگانه پالایشگاه

بیدبلند توسط روش عددی بیان شده در قسمت قبل برای

سرعت دورانی ۹۹۰ دور در دقیقه و سه نرخ جریان مختلف در

ورودی به‌منظور بررسی الگوی جریان در نقطه طراحی و نقاط

خارج از طراحی، شبیه‌سازی شده است.

## منابع



- journal of Fluids Engineering, vol. 98, no.3, pp.390-402, 1976
- [32] Howard, j. H. G., and Kittmer, c.w., Measured passage velocity in a Radial Impeller with Shrouded and Unshrouded Configurations", ASME Journal of Engineering for power, Vol. 97, pp. 207-213, 1975.
- [33] Thomas, R.N., "Velocity Measurements in a Pump VOLUTE WITH A Non -rotating impeller ", Int.J.Heat and Fluid Flow, Vol. 7, pp.11-20, 1986.
- [34] Goto, A., "Study of internal flows in a mixed - flow pump impeller at various tip clearances using three - dimensional viscous flow computations " ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 373-383, 1992
- [35] Nohmi, M. and Goto, A. " Cavitation CFD in a centrifugal pump " Fifth International Symposium on Cavitation, Japan, 2003
- [16] Hedi, L., Hatem, K., Ridha, Z., 2010. "Numerical flow simulation in a centrifugal pump," International Renewable Energy Congress. Sousse, Tunisia. pp. 300-304.
- [17] Mentzos, M., Filios, A., Margaritis, P., Papanikas, D., 2004. "A numerical simulation of the impeller-volute interaction in a centrifugal pump," Proceedings of International Conference from Scientific Computing to Computational Engineering. Athens, pp. 1-7.
- [18] Mentzos, M., Filios, A., Margaritis, P., Papanikas, D., 2005. "CFD predictions of flow through a centrifugal pump impeller," Proceedings of International Conf. Experiments/Process/System Modelling/ Simulation/Optimization. Athens, pp. 1-8.
- [19] Shah, S., Jain, S., Lakhera, V., 2010. "CFD based flow analysis of centrifugal pump," Proceedings of International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power. Chennai, India, paper#TM08.
- [20] Bacharoudis, E., Filios, A., Mentzos, M., Margaritis, D., 2008. Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle. The Open Mechanical Engineering Journal 2, p. 75.
- [21] Anagnostopoulos, J., 2006. CFD Analysis and Design Effects in a Radial Pump Impeller. WSEAS Transactions on Fluid Mechanics 1 (7), p. 763.
- [22] Patel K., Ramakrishnan, N., "CFD analysis of mixed flow pump."
- [23] Medvitz, R., Kunz, R., Boger, D., Adam, J., Yocum, A., Pauley, L., 2002. Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD. Journal of Fluid Engineering 124, p. 377.
- [24] Nohmi, M., Goto, A., Iga, Y., Ikohagi, T., 2003. "Cavitation CFD in a centrifugal pump," Proceedings of International Symposium on Cavitation. Osaka, Japan, pp. 1-7.
- [25] Caridad, J., Asuaje, M., Kenyery, F., Tremante, A., Aguilon, O., 2008. Characterization of a Centrifugal Pump Impeller under Two-Phase Flow Conditions. Journal of Petroleum Science and Engineering 63, p. 18.
- [26] Gonzalez, J., Fernandez, J., Blanco, E., Santolaria C., 2002. Numerical Simulation of the Dynamic Effects Due to Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump. Journal of Fluids Engineering 124, p. 348.
- [27] Wang, H., Tsukamoto, H., 2001. Fundamental Analysis on Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump by Vortex Method. Journal of Fluids Engineering 123, p. 737.
- [28] Salvadori, S., Gatta, S., Adami, P., Bertolazzi, L., "Development of a CFD procedure for the axial thrust evaluation in multistage centrifugal pumps."
- [29] Brennen, C; "Hydrodynamic of Pump", California Institute of Technology, Pasadena, California Originally published by Concept ETI, Inc and Oxford University Press, 2006
- [30] Fraser, W.H., " Flow Recirculation in Centrifugal Pump " in Proceedings of the Tenth Turbomachinery Symposium, 1981
- [31] Eckardt, D; " Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal compressor impeller ASME