Journal of Aerospace Mechanics/ 2024/ Vol.20/ No.3/ 107-126

Journal of Aerospace Mechanics

DOR: 20.1001.1.26455323.1403.20.3.8.4

Numerical Investigation of the Transition Process from the Optimal Operating Point to the Maximum Load of the Francis Turbine

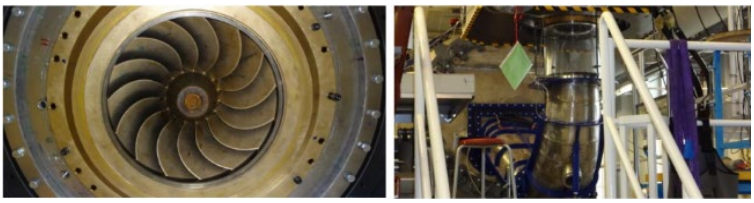
Aliasqar Haqani[1], Mohammad Reza Negahdari[2*], Seyed Amin Hosseini[2]

[1] M.Sc. Student, School of Marine Engineering, Chabahar Maritime University, Chabahar, Iran
[2] Assistant Professor, School of Marine Engineering, Chabahar Maritime University, Chabahar, Iran

HIGHLIGHTS

- The recirculation flow is created due to the loss of axial momentum in the conical region of the draft tube.
- The main place of effect of the torch is the end of the conical area and the elbow inlet of the draft tube.

GRAPHICAL ABSTRACT



ARTICLE INFO

Article history:
Article Type: Research paper
Received: 23 June 2024
Received in revised form: 16 August 2024
Accepted: 17 September 2024
Available online: 17 September 2024
*Correspondence: negahdari@cmu.ac.ir
How to cite this article:
A. Haqani, M.R. Negahdari, S.A. Hosseini. Numerical investigation of the transition process from the optimal operating point to the maximum load of the Francis turbine. Journal of Aerospace Mechanics. 2024; 20 (3):107-126.

Keywords:
Water turbines
Vortex Breakdown
The process of transition of work point
Optimal load
Maximum load

ABSTRACT

The flow in the draft tube of water turbines at the point of maximum load operation is associated with many instabilities. In addition to the loss of efficiency caused by the vortex breakdown, the resulting low frequency pressure fluctuations can cause the resonance phenomenon and reduce the life of the turbine. In the current study, the process of forming the maximum load vortex core (torch) in the transition from the optimal operating point to the maximum load has been studied and the transient regimes formed during this transition process have been discussed and studied. It is clear that the core of the torch vortex is the result of the bubble vortex breaking phenomenon and its main factor is the formation of a stagnation point and the creation of a recirculation flow in the axis of the draft tube. This recirculation flow is created due to the loss of axial momentum in the conical region of the draft tube. The results of the vortex core show that in the stages of growth and formation of the burner vortex core, the core diameter of the optimal charge base grows first. Then, waves will be created on the surface of the vortex core structure, which with the passage of time and the strength of the rotation in the flow field, will break the integrated structure of the core and will be divided into several parts. Then the diameter and length of the vortex core structure increases and affects many parts of the draft tube cross-section, the length of this structure will progress to the draft tube diffuser. Therefore, it is clear that the main place of effect of the torch is the end of the conical area and the elbow inlet of the draft tube. By examining the numerical results, it was determined that with the passage of 1.5 to 2 seconds after the start of the transition process, there are significant changes in the rotational, axial and radial velocity components to will exist.

This is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license.

Publisher: Imam Hossein University © Authors

مکانیک هوافضا/ سال ۱۴۰۳/ دوره ۲۰/ شماره ۳/ صفحه ۱۰۷-۱۲۶

نشریه مکانیک هوافضا

DOR: 20.1001.1.26455323.1403.20.3.8.4

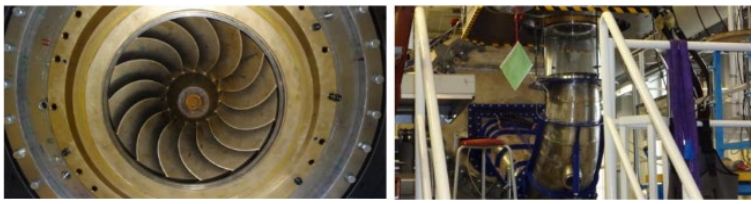
بررسی عددی جریان در فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه در توربین فرانسیس

علی‌اصغر حقانی[۱]، محمدرضا نگهداری[۲*]، سیدامین حسینی[۲]

[۱] دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی دریا، دانشگاه دریانوردی و علوم دریایی، چابهار، ایران

[۲] استادیار، دانشکده مهندسی دریا، دانشگاه دریانوردی و علوم دریایی، چابهار، ایران

چکیده گرافیکی



چکیده

جریان در درفت‌تیوب توربین‌های آبی در نقطه کارکرد بار بیشینه با ناپایداری‌های زیادی همراه می‌باشد. علاوه بر افت راندمان ناشی از شکست گردابه، نوسانات فشاری فرکانس پایین ناشی از آن می‌تواند موجب پدیده تشدید شده و عمر توربین را کاهش دهد. در پژوهش حاضر فرآیند تشکیل هسته گردابه بار بیشینه (مشعل) در گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه موردمطالعه قرارگرفته و رژیم‌های گذرای تشکیل‌شده حین این فرآیند گذار موردبحث و مطالعه واقع‌شده‌اند. مشخص می‌شود که هسته گردابه مشعل نتیجه پدیده شکست گردابه حبابی بوده و عامل اصلی آن نیز تشکیل نقطه سکون و ایجاد جریان بازچرخشی در محور درفت‌تیوب است. این جریان بازچرخشی به دلیل افت مومنتوم محوری در ناحیه مخروطی درفت‌تیوب ایجاد می‌شود. نتایج هسته گردابه نشان می‌دهد که در مراحل رشد و تشکیل هسته گردابه مشعل، ابتدا قطر هسته پایه بار بهینه رشد می‌کند. سپس در سطح ساختار هسته گردابه امواجی ایجاد خواهند شد که با گذشت زمان و قدرت گرفتن چرخش در میدان جریان، ساختار یکپارچه هسته را گسسته و به چندین بخش تقسیم خواهد شد. سپس قطر و طول ساختار هسته گردابه افزایش‌یافته و بخش‌های زیادی از مقطع عرضی درفت‌تیوب را تحت تأثیر قرار می‌دهد، طول این ساختار تا دیفیوزر درفت‌تیوب پیشروی خواهد داشت. ازاین‌رو، مشخص می‌شود که محل اصلی اثرگذاری مشعل، انتهای ناحیه مخروطی و ورودی زانویی درفت‌تیوب است. با بررسی نتایج عددی مشخص گردید با گذشت ۱/۵ تا ۲ ثانیه پس از شروع فرآیند گذار تغییرات چشمگیری در مؤلفه‌های سرعت دورانی، محوری و شعاعی به وجود خواهد آمد.

برجسته‌ها

- جریان بازچرخشی به دلیل افت مومنتوم محوری در ناحیه مخروطی درفت‌تیوب ایجاد می‌شود.
- محل اصلی اثرگذاری مشعل، انتهای ناحیه مخروطی و ورودی زانویی درفت‌تیوب است.

مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۳/۰۴/۰۳

بازنگری: ۱۴۰۳/۰۵/۲۶

پذیرش: ۱۴۰۳/۰۶/۲۷

ارائه برخط: ۱۴۰۳/۰۶/۲۷

*نویسنده مسئول:

negahdari@cmu.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

توربین آبی

فرآیند گذار نقاط کاری

درفت‌تیوب

بار بهینه

بار بیشینه

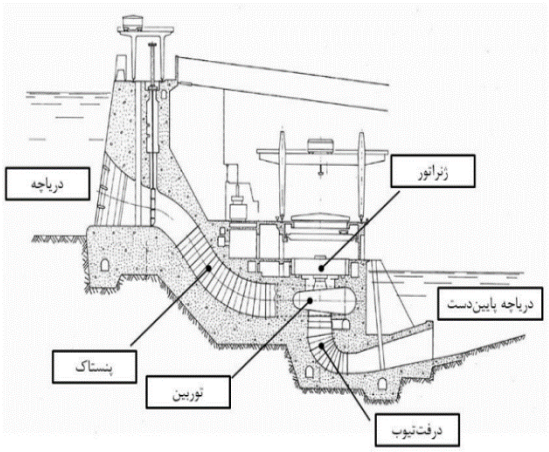
* این مقاله یک مقاله با دسترسی آزاد است که تحت شرایط و ضوابط مجوز Creative Commons Attribution (CC BY) توزیع‌شده است.

ناشر: دانشگاه جامع امام حسین(ع)

© نویسندگان

۱- مقدمه

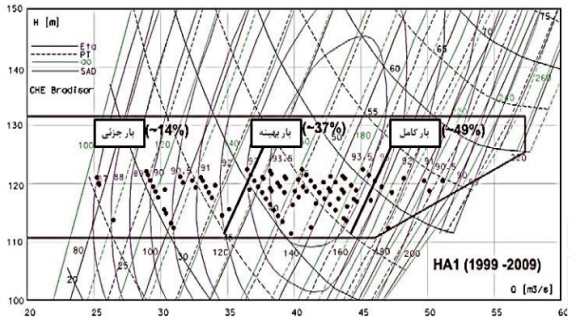
آلودگی محیط‌زیست مهم‌ترین مشکلی است که بقای موجودات زنده را تهدید می‌کند. از بین منابع مختلف تولید آلودگی، نیروگاه‌های سوخت فسیلی که برای تولید الکتریسیته استفاده می‌شوند، سهم زیادی در تولید آلودگی دارند. بهترین راهکار به‌منظور جلوگیری این منابع آلودگی استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر برای تولید الکتریسیته است. در میان منابع انرژی تجدیدپذیر، انرژی بادی و خورشیدی تا حد زیادی به شرایط آب‌وهوای فصلی بستگی دارند و همواره در دسترس نیستند و به این دلیل موجب عدم تعادل میان عرضه و تقاضای الکتریسیته خواهند شد. نیروگاه‌های آبی، با توجه به انعطاف‌پذیری بالا در گذار بین نقاط کاری و پاسخ سریع به نیاز شبکه برق، یک منبع تولید الکتریسیته قابل‌اطمینان بوده که بدون ایجاد آلودگی، برق تولید می‌کنند. همچنین ذخیره آب در پشت سدها این توانایی را ایجاد می‌کند که تولید برق بسته به نیاز شبکه افزایش و یا کاهش یابد. در شکل **۱** شماتیک یک نیروگاه آبی مشهود است. آب ذخیره‌شده پشت سد از طریق پنستاک به توربین می‌رسد و در توربین انرژی آن گرفته می‌شود. سپس از طریق شافت به ژنراتور انتقال یافته و در نهایت به پایین‌دست رودخانه تخلیه خواهد شد. برای پاسخ‌گویی به نیاز شبکه، نیروگاه‌های آبی در محدوده وسیعی از نقاط کاری فعالیت دارند که این امر باعث دور شدن توربین‌های آبی از نقطه کاری بهینه طراحی‌شده می‌شود. در نقاط کاری غیر بهینه راندمان توربین آبی کاهش یافته و ناپایداری‌هایی در جریان داخل توربین شکل می‌گیرد. با توجه به تمرکز کم‌تر پژوهش‌ها روی نقطه کاری بار بیشینه، اطلاعات کاملی از رژیم جریان در این نقطه کاری موجود نمی‌باشد؛ بنابراین، لازم است مطالعات بیشتری روی این نقطه کاری صورت پذیرد. دلیل این امر نیز کار کردن بیشتر توربین در این شرایط کاری است، مخصوصاً حین فرآیند گذار به‌منظور جلوگیری از خسارت و بهبود عملکرد توربین‌های آبی پرداخته می‌شود. با توجه به این امر هدف پژوهش حاضر شناخت نقطه کاری بار بیشینه و شبیه‌سازی فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به این نقطه کاری انتخاب‌شده است. در این هندسه کاهش یافته از یک راهگاه برای عبور جریان در پره ثابت و دو راهگاه برای عبور جریان در پره راهنما در ناحیه توزیع‌کننده استفاده‌شده است. همچنین یک راهگاه عبور جریان در ناحیه چرخ که شامل یک تیغه و یک نیم‌تیغه است استفاده می‌شود. ناحیه درفت‌تیوب نیز به‌صورت کامل شبیه‌سازی خواهد شد که دلیل آن تمرکز هدف این پژوهش روی شکست گردابه در این ناحیه می‌باشد.



شکل (۱): شماتیک نیروگاه آبی [۱].

در حالت کلی توربوماشین‌ها وسایلی هستند که از جریان پیوسته سیال متحرک انرژی جذب کرده و یا به آن انرژی می‌دهند، به‌نحوی‌که این انتقال انرژی، ناشی از برهم‌کنش دینامیکی یک یا چند ردیف تیغه چرخنده است [۱]. توربوماشین‌ها از نظر انرژی نیز به دو دسته محرک و مولد تقسیم‌بندی شده‌اند. دسته محرک از ماشین‌ها مانند پمپ، کمپرسور، فن و غیره است که در آن بر روی سیال کار انجام می‌شود. دسته مولد از ماشین‌ها نیز مانند توربین هیدرولیکی، توربین باد، توربین گاز و غیره است که در آن‌ها از سیال انرژی گرفته می‌شود. توربین آبی جزء اصلی یک نیروگاه آبی می‌باشد که در آن انرژی جنبشی سیال عامل (آب) به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. توربین‌های آبی در هر واحد تولید توان، راندمان و توان تولیدی بالایی دارند. توربین‌های آبی در بازه وسیعی از ارتفاع و دبی کار می‌کنند که هر یک از این شرایط ارتفاع و دبی، نقطه کاری توربین نام دارد. برای ارائه گزارش از بازده توربین در نقاط مختلف کاری از نموداری به نام نمودار تپه‌ای استفاده می‌شود که

نمونه آن در شکل **۲** ارائه‌شده است. این نمودار از آمار ۱۰ ساله یک توربین فرانسیس حاصل‌شده و نشان می‌دهد که این توربین ۴۹٪ کل زمان کار خود را در نقطه کاری بار بیشینه، ۳۷٪ آن را در نقطه کارکرد بهینه و ۱۴٪ آن را در بار جزئی سر می‌کند [۲]. این امر نشان‌دهنده آن است که نقطه کاری بار بیشینه یک نقطه کاری مهم از توربین است که بیشتر عمر خود را در آن می‌گذراند.

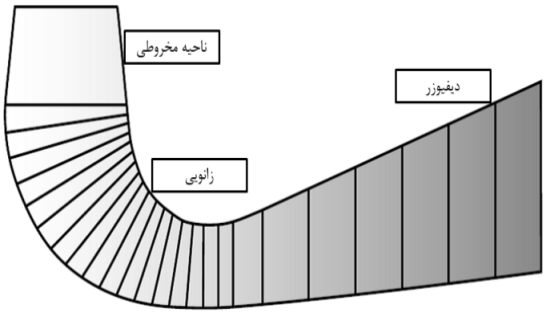


شکل (۲): مثالی از نمودار تپه‌ای مربوط به یک توربین فرانسیس [۲].

درفت‌تیوب بخش مهمی از توربین‌های عکس‌العملی می‌باشد. مهم‌ترین وظایف درفت‌تیوب شامل موارد زیر است:

- جریان خروجی از چرخ دارای سرعت بوده و انرژی جنبشی بالایی دارد. درفت‌تیوب یک لوله واگراست که سرعت آب را کاهش داده و فشار دینامیکی را تبدیل به فشار استاتیکی می‌کند [۳] و به‌این‌ترتیب هد در دسترس چرخ را افزایش می‌دهد.
- فشار جریان آزاد در پایین‌دست، از فشار خروجی چرخ بیشتر است. اگر درفت‌تیوب از توربین حذف شود، یک جریان برگشتی به داخل توربین شکل‌گرفته و باعث آسیب دیدن پره‌ها و سایر اجزای توربین خواهد شد. وجود درفت‌تیوب این اجازه را می‌دهد تا فشار در خروجی توربین به میزان بیشتری کاهش یابد که در نتیجه بازدهی کل و همچنین توان خروجی توربین افزایش خواهد یافت.

وجود درفت‌تیوب این امکان را می‌دهد تا نصب توربین بالاتر از تراز جریان صورت گیرد تا هرگونه بازبینی و تعمیر به‌راحتی امکان‌پذیر باشد؛ بنابراین، درفت‌تیوب یک بخش اساسی توربین است. در شکل **۳** شماتیک درفت‌تیوب نشان داده‌شده که شامل یک ناحیه مخروطی در بالادست، یک زانویی در وسط و یک دیفیوزر در پایین‌دست است. طراحی درفت‌تیوب به‌گونه‌ای می‌باشد که بیشینه بازیابی فشار در ناحیه مخروطی رخ می‌دهد؛ بنابراین، این ناحیه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.



شکل (۳): شماتیک درفت‌تیوب [۴].

پدیده شکست گردابه در توربین فرانسیس، به دلیل افزایش عدد چرخش رخ می‌دهد. به این صورت که مومنتوم محوری جریان در محور درفت‌تیوب کاهش داشته و نقاط سکون را در نزدیکی محور درفت‌تیوب ایجاد می‌کند. در نتیجه این نقاط سکون به‌عنوان یک مشخصه اصلی پدیده شکست گردابه و توسعه هسته‌ای پایدار از گردابه یاد می‌شود. پس از تشکیل نقاط سکون در محور و با توجه به قدرت چرخش جریان که خود تابعی از نقطه کاری توربین و میزان بازشدگی پره راهنما است، ممکن است در ورودی درفت‌تیوب ناحیه جریان بازگشتی ایجاد شود. محدوده شعاعی این ناحیه با افزایش قدرت چرخش افزایش خواهد داشت. به دلیل وجود مؤلفه دورانی سرعت در خروجی چرخ توربین آبی و ورود یک هندسه ثابت مثل درفت‌تیوب، شرایط کاهش چرخش وجود خواهد داشت و در نتیجه ناحیه بازچرخشی در مرکز درفت‌تیوب ایجاد خواهد شد. با تشکیل این ناحیه بازچرخشی جریان در مرکز درفت‌تیوب در خلاف جهت جریان اصلی و به سمت بالادست به حرکت درمی‌آید. در برخورد جریان بازگشتی و جریان اصلی گرادیان سرعت شکل گرفته و المان‌های سیال در این مرز مشترک پیچیده می‌شوند و ساختار هسته گردابه پایدار را شکل می‌دهند. همچنین می‌توان گفت بیشتر پژوهش‌ها روی نقطه کاری بار بهینه و بار جزئی انجام‌شده است. با

توجه به تمرکز کمتر پژوهش‌ها روی نقطه کاری بار بیشینه، اطلاعات کاملی از رژیم جریان در این نقطه کاری موجود نمی‌باشد؛ بنابراین، لازم است مطالعات بیشتری روی این نقطه کاری صورت پذیرد. دلیل این امر نیز کار کردن بیشتر توربین در این شرایط کاری است. شکست گردابه باعث ایجاد ناپایداری در جریان درفت‌تیوب می‌شود. میدان‌های فشار و سرعت نامتقارن در راستای محور در مقاطع مختلف درفت‌تیوب، نتیجه پدیده شکست گردابه در نقاط کاری غیر بهینه است. با چرخش فیلامان‌های گردابه، الگوی این میدان فشار و سرعت نامتقارن به‌صورت دوره‌ای دوران داشته و باعث نوسانات فشاری در دیواره درفت‌تیوب می‌شود. رخ دادن شکست گردابه در درفت‌تیوب توربین فرانسیس، باعث دو نتیجه غیر مطلوب می‌شود. مشکل اول ایجاد کاویتاسیون می‌باشد که به‌واسطه افزایش سرعت سیال در لبه‌های گردابه و درنتیجه آن، افت فشار محلی در آن نقاط به وجود می‌آید. این امر در طولانی‌مدت موجب خوردگی و فرسایش توربین می‌شود. مشکل دوم نوسانات فشاری فرکانس پایین با دامنه زیاد در توربین می‌باشد. این نوسانات فشاری باعث نوسانات شدید در گشتاور خروجی و راندمان خواهند شد. همچنین به دلیل فرکانس پایین این نوسانات و احتمال نزدیکی آن به فرکانس طبیعی سازه، خطر تشدید نیز وجود دارد.

مطالعات اولیه بر روی نوسانات فشار و گشتاور توربین توسط رینگانس در سال ۱۹۴۰ انجام شد. او در آزمایشات خود پی برد که قدرت خروجی توربین در برخی نقاط کاری با نوساناتی همراه است. همچنین دریافت که این نوسانات قدرت در بعضی از نقاط کاری بیشتر از سایر نقاط کاری می‌باشد. علاوه بر آن مشخص کرد که علت اصلی این نوسانات، گردابه‌های واقع در زیر چرخ بوده که درون درفت‌تیوب توربین شکل می‌گیرند؛ اما نتوانست علت اصلی وجود گردابه‌ها و ویژگی‌های آن‌ها را به‌تفصیل مشخص کند [۵]. نیشی و همکاران در سال ۱۹۸۲ توانستند گردابه حاصل از پدیده شکست گردابه را به کمک فلش استرابوسکوپ درون درفت‌تیوب زانویی مشاهده کنند. با توجه به مشاهدات آن‌ها می‌توان نتیجه‌گیری کرد که رژیم‌های جریان درون درفت‌تیوب به‌وسیله مکان و اندازه ناحیه سکون تقسیم‌بندی می‌شوند [۶]. سوزان-رزیگا و همکاران در سال ۲۰۰۴ به مطالعه جریان چرخشی در پایین‌دست چرخ یک توربین فرانسیس پرداختند و توانستند جریان چرخشی خروجی چرخ را به روش تحلیلی با برهم‌نهی سه گردابه اصلی مدل کنند. گردابه اول نشان‌دهنده چرخش یک جسم صلب با پروفیل محوری ثابت است. گردابه دوم با گستره شعاعی حدود نصف شعاع درفت‌تیوب، مؤلفه محوری هم‌جهت با گردابه اول داشته و در خلاف جهت چرخش آن دوران دارد. گردابه سوم نیز با گستره شعاعی یک‌چهارم گردابه دوم، مؤلفه محوری در خلاف جهت گردابه اول و مؤلفه دورانی در یک راستا با آن دارد. این الگوها برای جریان غیر لزج ارائه و بنابراین برای مدل‌سازی جریان‌های نزدیک دیواره مناسب نمی‌باشند [۷]. ایلیسکو و همکاران در سال ۲۰۰۸ با روش سرعت سنجی تصویری ذره‌ای در جریان دوفاز، کاویتاسیون در درفت‌تیوب را موردمطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که کارکرد توربین در بارهای غیر بهینه، باعث تولید جریانی پیچیده همراه با کاویتاسیون در ناحیه مخروطی درفت‌تیوب خواهد شد. پردازش تصویر یک تخمین از قطر گردابه و مکان مرکز آن به دست می‌دهد که به کمک این اطلاعات می‌توان قدرت گردابه تشکیل‌شده را تخمین زد [۸]. فرانزاورده و همکاران در سال ۲۰۱۰ با انجام مطالعات متالوگرافی مقیاس-بزرگ و مقیاس-کوچک روی یک تیغه شکسته از چرخ توربین فرانسیس، نشان دادند که شکست تیغه به علت خستگی حاصل از بارگذاری فشاری دینامیکی صورت گرفته است. همچنین مشخص شد که به دلیل فرآیندهای روشن و خاموش شدن و لرزش‌های ناشی از ناپایداری جریان در توربین فرانسیس، عمر خستگی قطعات توربین کمتر از عمر خستگی طراحی آن‌ها می‌باشد. نتیجه‌گیری نهایی حاکی از آن بود که شکست تیغه به دلایلی مانند ناهمگن بودن مواد، تمرکز تنش و بارگذاری فشار ناپایا اتفاق می‌افتد. آن‌ها در ادامه کار خود با انجام شبیه‌سازی‌های المان محدود دریافتند که تمرکز تنش در نزدیکی تاج چرخ وجود دارد که علت اصلی آن بارگذاری دینامیک ناشی از شکست گردابه است [۲]. تریودی و همکاران در سال ۲۰۱۳ تحقیقات تجربی خود را در نقاط کاری مختلف توربین فرانسیس انجام داده و با شبیه‌سازی عددی جریان، اطلاعات جامعی از

عملکرد توربین به دست آوردند. مطالعات تجربی آن‌ها شامل پانزده دبی ورودی مختلف، با ده زاویه برای پره‌های راهنما بود. تمرکز این تحقیقات بیشتر روی نقاط کاری بار جزئی، نقطه کارکرد بهینه و بار بیشینه قرار داشت. از نتایج به‌دست‌آمده، نمودار تپه‌ای مربوط به توربین فرانسیس موردمطالعه حاصل شد [۹]. دنیس و همکاران در سال ۲۰۱۴ به‌منظور درک بهتر پدیده شکست گردابه و در ادامه، کنترل آن، تحقیقاتی تجربی روی جریان چرخشی در یک لوله انجام دادند. همچنین برای دریافت اطلاعات بیشتر، مطالعات تجربی خود را به‌صورت عددی شبیه‌سازی کردند. آزمایش آن‌ها شامل دو لوله هم‌راستا با قابلیت چرخش به‌صورت جداگانه بود. آزمایش در دو حالت کاهش چرخش و رشد چرخش صورت گرفت در کاهش چرخش لوله بالادست با چرخش خود جریان را به چرخش درمی‌آورد و لوله پایین‌دست ثابت است. این حالت، مشابه جریان ورودی از چرخ به درفت‌تیوب می‌باشد. در رشد چرخش، جریان از لوله ثابت وارد لوله چرخان می‌شود. نتایج نشان داد که در یک نسبت چرخش مشخص، جریان بازگشتی درون لوله تولیدشده و شکست گردابه رخ خواهد داد. تغییرات این نسبت چرخش بحرانی با عدد رینولدز بررسی شد و مشخص گردید که در رینولدزهای بالا نسبت چرخش بحرانی به یک عدد ثابت میل خواهد کرد. همچنین در حالت کاهش چرخش، شکست گردابه در نزدیکی محور لوله رخ داده، درحالی‌که در رشد چرخش، این پدیده در نزدیکی دیواره لوله مشاهده خواهد شد. همچنین مشخص شد که اندازه ناحیه بازچرخشی تشکیل‌شده، با افزایش عدد رینولدز و نسبت چرخش، به ترتیب در راستای شعاعی و محوری افزایش دارد [۱۰]. پاسچه و همکاران در سال ۲۰۱۴ به بررسی تجربی دینامیک شکست گردابه پرداختند. آزمایش آن‌ها شامل یک کره در پایین‌دست یک هیدروفویل بود که باعث ایجاد گرادیان فشار نامطلوب در جریان می‌شود. به کمک این آزمایش به بررسی تأثیر دو پارامتر عدد چرخش و گرادیان فشار نامطلوب روی شکست گردابه پرداخته شد. مشاهدات نشان داد که در صورت حذف کره، جریان دچار شکست گردابه نشده و گردابه پایین‌دست هیدروفویل به‌صورت باریک و بلند باقی می‌ماند. در مقابل در حضور کره، گردابه یک حرکت مارپیچ دور آن زده و از کره دور خواهد شد. علاوه بر این مشاهده شد با افزایش مؤلفه دورانی سرعت و یا شعاع کره، مکان وقوع شکست گردابه به بالادست جریان منتقل می‌شود. با بررسی تئوری پایداری محلی مشخص شد که گذار جریان از گردابه ستونی به مارپیچ، ناشی از گذار از ناپایداری منتقل شوند [۱۱]. گویال و همکاران در سال ۲۰۱۶ در تحقیقات تجربی خود نوسانات فشار ناپایا در نقطه کاری بار جزئی ۵۰٪ بار بهینه در یک توربین فرانسیس مدل را مورد آزمایش قرار دادند. مجموع هشت حسگر فشار از لوله ورودی تا انتهای توربین نصب شد. سیگنال‌های فشار مشخص کردند که نوسانات قابل‌توجهی در ناحیه بدون پره و چرخ در این نقطه کاری به وجود می‌آید. همچنین موج ایستاده در خروجی مخزن فشار و ورودی توربین مشاهده شد. شکست گردابه مارپیچ که جهت آن هم جهت با چرخش چرخ بود در درفت‌تیوب شناسایی و مدهای همگام و ناهمگام نوسانات فشار موردبررسی قرار گرفت. با بررسی این مدها در حسگرهای مختلف توربین، مشخص شد فرکانس‌های مد همگام در کل مدار هیدرولیکی ازجمله توزیع‌کننده و ورودی توربین توسعه‌یافته و قابل‌مشاهده است [۱۲]. با اعمال سرعت سنجی تصویری ذره‌ای همگام شده با داده‌برداری نوسانات فشار و اندازه‌گیری پارامترهای مختلفی از قبیل دبی، ارتفاع، زاویه پره راهنما و گشتاور تولیدی در یک توربین فرانسیس مدل، گویال و همکاران در سال ۲۰۱۷ نشان دادند که در نقطه کارکرد بهینه، در جریان خروجی از چرخ، اندکی مؤلفه دورانی وجود دارد. این امر باعث جلوگیری از تشکیل ناحیه سکون شده و باعث بهبود عملکرد درفت‌تیوب خواهد شد. همچنین افزایش سرعت محوری در نزدیکی محور در نقطه کارکرد بهینه نسبت به بارهای غیر بهینه، موجب کاهش احتمال جریان بازگشتی شده است. زانویی درفت‌تیوب عامل تشکیل گردابه‌های دین در درفت‌تیوب بوده که پس از زانویی قابل‌مشاهده است. این گردابه‌ها باعث می‌شوند جریان نامتقارن شکل‌گرفته و بیشتر به یک سمت از دیواره متمایل باشد [۱۳]. پالتونو و همکاران در سال ۲۰۱۷ حالتی از کارکرد توربین را موردبررسی قرار دادند که در آن چرخ به‌واسطه سیل و یا شرایط بحرانی از بین رفته باشد. این

آزمایش با خارج کردن چرخ از توربین مدل و اعمال نرخ‌های جریان ورودی مختلف به آن انجام‌شده است. مشاهدات نشان داد که مقاومت هیدرودینامیکی توربین کاهش و نرخ ورودی جریان آب افزایش خیره‌کننده‌ای خواهد داشت. علاوه بر آن، به دلیل نبود چرخ و عدم تخلیه انرژی سیال، دامنه نوسانات فشار در حسگرها نسبت به شرایط عادی به‌شدت افزایش یافت. این امر نشان می‌دهد که دامنه نوسانات فشار در توربین رابطه مستقیم با نرخ جریان خروجی از توربین دارد؛ بنابراین، نقطه کاری بار کامل بیشترین دامنه نوسانات فشار را از خود نشان خواهد داد [۱۴].

گویال و همکاران در سال ۲۰۱۷ فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار جزئی و تشکیل طناب چرخشی گردابه در یک توربین فرانسیس مدل را موردبررسی قراردادند. مشاهده شد که اثرات فرکانس نوسانات مربوط به طناب چرخشی گردابه در نقطه کارکرد بار جزئی، موج ایستاده و تقابل بخش ثابت و چرخان در حسگرهای فشار درفت‌تیوب و ناحیه بی پره وجود دارد. این امر حاکی از آن است که نوسانات مربوط به طناب چرخشی گردابه که در ناحیه مخروطی درفت‌تیوب تشکیل می‌شود، به بالادست جریان نفوذ کرده و در ناحیه بی پره بین چرخ و پره‌های راهنما قابل ردگیری می‌باشد. همچنین از پروفیل‌های سرعت به‌دست‌آمده در فرآیند گذار بین نقاط کاری، زمان رخ دادن پدیده شکست گردابه شناسایی گردید. به این صورت که با افزایش مؤلفه دورانی سرعت، چرخ این قابلیت را ندارد که تمام چرخش تولیدی توسط پره‌های راهنما را از جریان سیال خارج کند. این چرخش مازاد به درفت‌تیوب منتقل‌شده و باعث ایجاد نیروی گریز از مرکز خواهد شد. جریان به سمت دیواره درفت‌تیوب هدایت‌شده و در نتیجه سرعت شعاعی متغیر در مرکز درفت‌تیوب ایجاد می‌شود؛ که خود ناشی از وجود ناحیه بازچرخشی است که به‌عنوان یک مانع در محور درفت‌تیوب رفتار می‌کند. همچنین با بررسی سیگنال‌های فشاری، نوسانات فشاری به دو نوع همگام و ناهمگام تقسیم و مشخص شد که نوع همگام آن ناشی از طناب چرخشی گردابه در بار جزئی است [۱۵]. گویال و همکاران در سال ۲۰۱۸ حین فرآیند قبول بار از نقطه کاری بار کمینه به بار بیشینه، جزئی و بهینه، فشار ناپایا در ناحیه بی پره یک توربین فرانسیس را موردمطالعه قرار دادند. زاویه پره‌های راهنما در این نقاط کاری به ترتیب ۰/۸، ۱۲/۴، ۹/۸ و ۶/۷ درجه بود. در این آزمایش اندازه گشتاور خروجی، هد و سرعت دورانی چرخ اندازه‌گیری شدند. با بررسی فرکانس‌های غالب در نوسانات فشار، تقابل بخش ثابت و دوار به‌عنوان مکانیسم تولیدکننده ناپایداری در این فرآیندهای گذرا معرفی گردید. علت نوسانات گشتاور خروجی حین فرآیند قبول بار نیز، نوسانات سرعت زاویه‌ای چرخ شناخته شد [۱۶].

گویال و همکاران در سال ۲۰۱۹ به‌صورت تجربی فرآیند خاموش شدن یک توربین فرانسیس با ارتفاع زیاد را مطالعه کردند. آن‌ها در این تحقیقات نوسانات فشار و سرعت‌سنجی تصویری ذره‌ای دو-بعدی به‌صورت همگام در فرآیند گذار از بار بیشینه به حالت خاموش شدن توربین را اندازه‌گیری کردند. با رسیدن زاویه پره‌های راهنما به ۰/۸ درجه، توربین و ژنراتور از هم جدا و فرآیند خاموش کردن به دو فاز تقسیم شد. اولین فاز شامل رسیدن پره‌های راهنما از ۱۲/۴ درجه به ۰/۸ درجه و دومین فاز نیز از ۰/۸ درجه تا ۰ درجه بود. دلیل نوسانات فشاری حین فرآیند خاموش کردن توربین، بسته شدن پره‌های راهنما و کاهش فضای ناحیه بی پره در ورودی چرخ معرفی گردید. در انتهای فاز اول نیز فرکانس نرمال ۰/۱۷ مشاهده شد که برای توربین خطرناک شناخته شد [۱۷]. به‌منظور تحقیق روی منشأ ناپایداری و نوسان‌های فشار در فرآیند روشن شدن توربین فرانسیس، گویال و همکاران در سال ۲۰۱۹ سیگنال‌های فشار و سرعت سنجی تصویری ذره‌ای دو-بعدی را به‌صورت همگام اندازه‌گیری کردند. فرآیند روشن شدن توربین نیز به دو فاز کلی تقسیم‌بندی شد. فاز اول شامل رسیدن زاویه پره راهنما از ۰ تا ۰/۸ درجه بود و سرعت دورانی چرخ در آن، تقریباً به‌صورت نمایی، به بیشینه مقدار ممکن رسید. فرکانس امواج فشاری ناشی از تقابل بخش ثابت و دوار، روند افزایش سرعت زاویه‌ای را دنبال کرده و پس از کوپلینگ توربین و ژنراتور در این زاویه، فاز دوم باز شدن پره‌های راهنما آغاز گردید. در این فاز سه فرآیند مختلف گذار به بار جزئی، گذار به بار بهینه و گذار به بار بیشینه مطالعه شد. دو عامل اصلی

تشکیل نقطه سکون و به وجود آمدن ناحیه بازچرخشی به‌عنوان عوامل مؤثر بر شکست گردابه در توربین شناسایی شدند [۱۸].

گویال و همکاران [۱۹] شرایط گذار از بار بهینه به بار بیشینه یک توربین فرانسیس مدل را به‌صورت تجربی مطالعه کردند. در اندازه‌گیری‌های آن‌ها، عدد رینولدز در محدوده ۱۰۵ × ۷/۳ تا ۱۰۵ × ۹/۰ متغیر بود. یک هسته گردابه در نقطه کاری بار بیشینه در درفت‌تیوب مشاهده‌شده که تا قبل از این تحقیق، مکانیسم تشکیل آن با مطالعه تجربی میدان جریان روشن‌سازی نشده است. تشکیل هسته گردابه با توسعه یافتن نواحی ساکن، بازگشتی و بازچرخشی حین فرآیند قبول بار نشات می‌گیرد. ساختار این هسته گردابه در خلاف جهت دوران چرخ توربین چرخش داشته و مشاهده شد که در اثر تشکیل این ساختار، پروفیل سرعت محوری جریان درفت‌تیوب از حالت شبه-جت به حالت شبه-دنباله تغییر یافت. نوسانات فشار شدید مربوط به تقابل بخش ساکن و دوار و امواج فشاری نیز در درفت‌تیوب و ناحیه بی پره مشاهده شدند.

۲- هندسه مطالعاتی

شناخت رژیم جریان نقطه کاری بار بیشینه در توربین فرانسیس، برای درک بهتر پدیده‌های حاکم بر جریان امری حیاتی است. توربین فرانسیس-۹۹ به‌عنوان بستر شبیه‌سازی پژوهش حاضر انتخاب‌شده است که هندسه و داده‌های تجربی مربوط به آزمایشات آن در کارگاه فرانسیس ۹۹- موجود است [۲۰]. همچنین در مطالعه عددی پژوهش حاضر از نرم‌افزار CFX شرکت ANSYS بهره گرفته‌شده است. در فصل حاضر ابتدا بستر آزمون تجربی تشریح می‌شود. پس‌ازآن روش عددی مورداستفاده در پژوهش حاضر معرفی می‌شود که شامل: معرفی معادلات حاکم بر جریان، روش گسسته‌سازی معادلات، شرایط مرزی حاکم بر مسئله، تنظیمات شبیه‌سازی و استقلال حل از شبکه می‌باشد. در انتها نیز به اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی مطالعه خواهد شد. لازم به ذکر است که در پژوهش حاضر از فرکانس چرخش چرخ و شعاع چرخ به ترتیب برای بی‌بعد کردن نتایج فرکانس و طول در گزارش‌ها استفاده‌شده است.

۲-۱- معرفی توربین فرانسیس-۹۹

توربین فرانسیس-۹۹ یک توربین تحقیقاتی مدل با مقیاس ۱:۱/۵ از یک نمونه اصلی است که مطالعات تجربی آن در آزمایشگاه قدرت آب دانشگاه علم و صنعت نروژ قرار انجام‌شده است [۲۰]. در پژوهش حاضر از هندسه این توربین به‌عنوان مبنای مطالعات عددی و از داده‌های تجربی آزمایشات برای اعتبارسنجی استفاده‌شده است. توزیع‌کننده توربین فرانسیس-۹۹ یک محفظه حلزونی، ۱۴ پره ثابت و ۲۸ پره متحرک دارد. همچنین چرخ این توربین از ۱۵ تیغه کامل و ۱۵ نیم تیغه تشکیل‌شده که جریان در خروجی آن به درفت‌تیوب هدایت می‌شود. درفت‌تیوب این توربین نیز یک ناحیه مخروطی، یک زانویی و یک دیفیوزر دارد. در شکل **۴** نمایی از توربین فرانسیس-۹۹ قابل‌مشاهده است. همچنین شکل **۵** هندسه توربین را نمایش می‌دهد.

(الف)

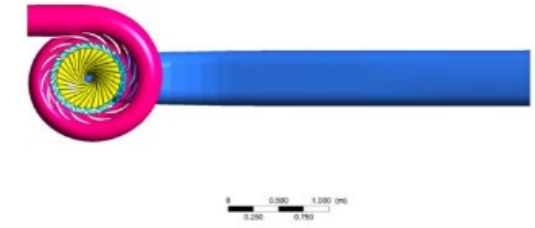
(ب)

شکل (۴): نمای توربین فرانسیس-۹۹: الف) درفت‌تیوب؛ ب) چرخ.

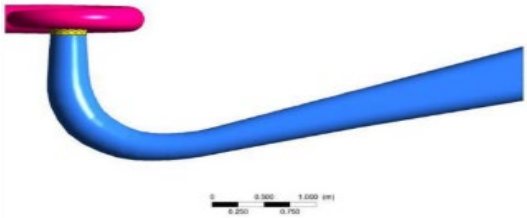
۲-۲- اندازه‌گیری‌های تجربی

مبدأ مختصات داده‌برداری‌های تجربی در شکل **۶** نشان داده‌شده است. نتایج فشار در دو بخش ناحیه بدون پره،

نقطه VL2 و درفت‌تیوب، نقاط DT5 و DT6، اندازه‌گیری شده‌اند. نقطه VL2 در محدوده نوسانات فشاری ناشی از تقابل بخش ثابت و دوار است. نقاط DT5 و DT6 نیز در ناحیه مخروطی درفت‌تیوب واقع‌شده‌اند که می‌توانند جزئیات فشاری رفتار جریان تحت شکست گردابه را به‌خوبی ردگیری کنند. اختلاف زاویه این دو حسگر ۱۸۰ درجه بوده و در یک ارتفاع از محور درفت‌تیوب قرار دارند. همچنین فرکانس داده‌برداری این حسگرها ۵ کیلوهرتز است. جدول **۱** موقعیت نصب حسگرها را بیان می‌کند.



(الف)



(ب)

شکل (۵): هندسه مطالعات عددی توربین فرانسیس-۹۹: الف) نمای بالا؛ ب) نمای جانبی.

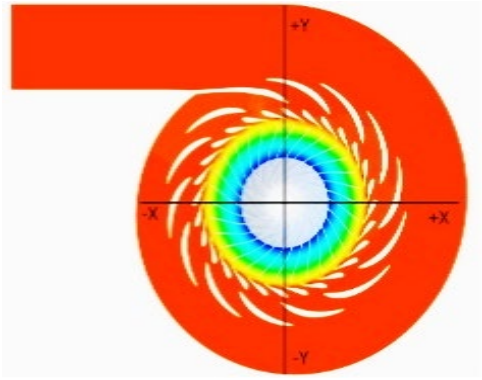
جدول (۱): مکان حسگر فشار.

حسگر	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	عدم قطعیت (٪)
VL2	-۳۲۰	۶۲/۲	-۲۹/۴	±۰/۰۱
DT5	-۱۴۹/۱	-۱۰۰/۶	-۳۰۵/۸	±۰/۱
DT6	۱۴۹/۱	۱۰۰/۶	-۳۰۵/۸	±۰/۱

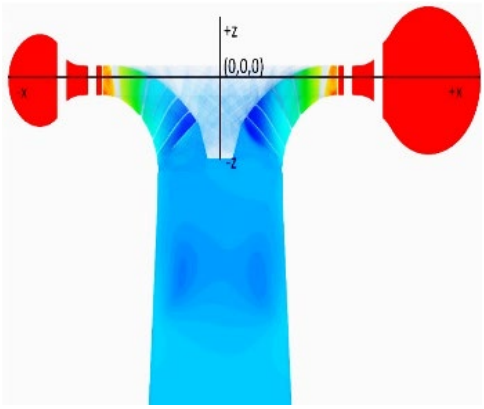
اندازه‌گیری سرعت در آزمایش تجربی با فرکانس ۴۰ هرتز صورت گرفته و از روش سرعت‌سنجی تصویری ذره‌ای در ناحیه مخروطی درفت‌تیوب استفاده‌شده است. موقعیت و مختصات صفحه‌ای که برای داده‌برداری سرعت استفاده‌شده شکل **۷** و جدول **۲** ارائه‌شده است. در روش سرعت‌سنجی تصویری ذره‌ای، اطلاعات تمامی نقاط صفحه داده‌برداری به دست می‌آید. داده‌های سه خط ۱ تا ۳ توسط کارگاه فرانسیس-۹۹ منتشرشده و موجود است. خطوط خط ۱ و خط ۲، خطوطی افقی هستند که ۲۸ نقطه در هر یک از آن‌ها وجود دارد. خط ۳ نیز یک خط عمودی با ۱۹ نقطه داده‌برداری است که از محور درفت‌تیوب می‌گذرد.

جدول (۲): مختصات خطوط اندازه‌گیری سرعت.

حسگر		X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	تعداد نقاط
خط ۱	شروع	۲۵/۹۶	۱۳۳/۵۵	-۳۳۸/۶	۲۸
	پایان	-۲۵/۵۶	-۱۳۳/۴۹	-۳۳۸/۶	
خط ۲	شروع	۲۵/۹۶	۱۳۳/۵۵	-۴۵۸/۶	۲۸
	پایان	-۲۵/۵۶	-۱۳۱/۴۹	-۴۵۸/۶	
خط ۳	شروع	۰	۰	-۴۸۸/۶	۱۹
	پایان	۰	۰	-۳۰۸/۶	

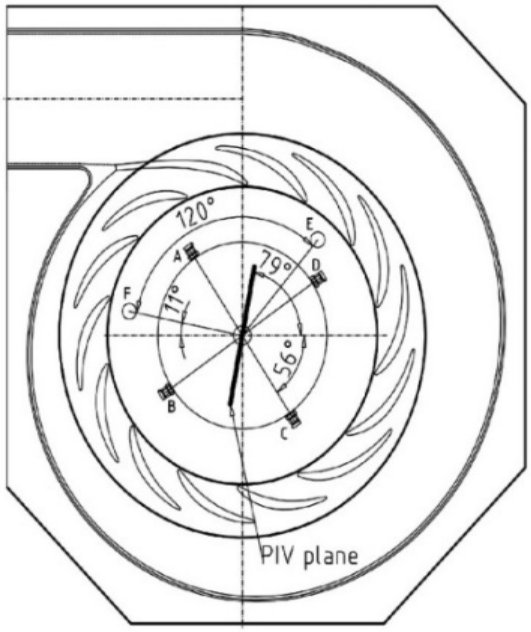


(الف)

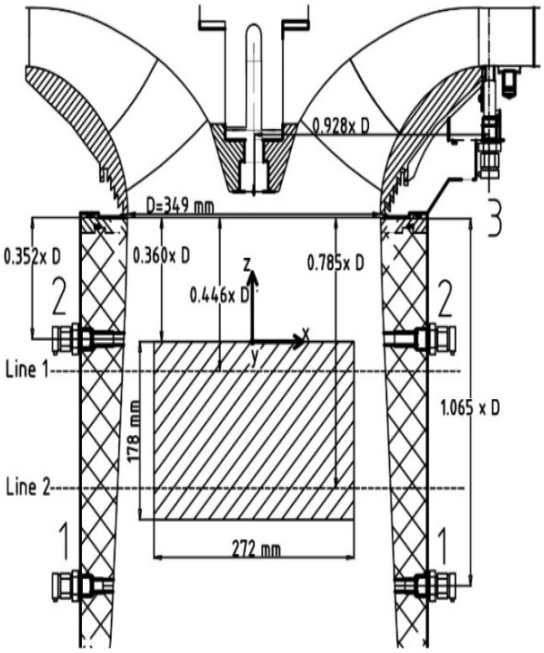


(ب)

شکل (۶): مبدأ مختصات تجربی: الف) نمای بالا؛ ب) نمای جانبی.



(الف)



(ب)

شکل (۷): مکان صفحه نوری اندازه‌گیری سرعت: الف) نمای بالا؛ ب) نمای جانبی.

در پژوهش حاضر از داده‌های زمانی حسگرهای فشار درفت‌تیوب، یعنی DT5 و DT6 و همچنین داده‌های سرعت‌سنجی تصویری ذره‌ای خط ۱ برای اعتبارسنجی نتایج عددی استفاده‌شده است که در بخش‌های بعد به آن پرداخته خواهد شد.

۲-۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان آشفته در توربین آبی، معادلات قوانین بقای جرم، بقای مومنتوم و بقای انرژی است. تحقیقات عددی نشان داده است که در نظر گرفتن اثر تراکم‌پذیری جریان در توربین‌های آبی، پیش‌بینی دامنه نوسانات فشار را تنها به میزان ۰/۵ تا ۳٪ بهبود می‌دهد [۲۱]؛ بنابراین، با هدف کاهش هزینه محاسباتی، در پژوهش حاضر اثرات تراکم‌پذیری جریان در نظر گرفته نشده است. از طرف دیگر، انتقال حرارت در توربین آبی بسیار ناچیز بوده و می‌توان جریان در توربین‌های آبی را هم‌دما فرض کرد. فرض دیگر صورت گرفته در پژوهش حاضر، فرض رفتار نیوتنی آب به‌عنوان سیال عامل است؛ بنابراین، می‌توان جریان در توربین آبی را با میدان سرعت و فشار توصیف کرد که قوانین بقای جرم و بقای مومنتوم خطی معادلات حاکم بر آن می‌باشند. مجموعه این معادلات با نام معادلات ناویر-استوکس شناخته می‌شود. در یک جریان تراکم‌ناپذیر با چگالی ثابت، معادله پیوستگی به‌صورت معادله (۱) بیان می‌شود:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (۱)$$

معادله مومنتوم برای جریان تراکم‌ناپذیر یک سیال نیوتنی با مرکز مختصات ثابت، به‌صورت معادله (۲) بیان می‌شود.

$$\begin{aligned}\rho\frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j} &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + \rho g_i\end{aligned} \qquad (۲)$$

تانسور تنش برشی تابع خطی از تانسور نرخ کرنش است ($\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) = 2\mu S_{ij}$) که ویژگی اصلی یک سیال نیوتنی می‌باشد.

۳- روش عددی

به دلیل حجیم بودن هندسه توربین آبی و لزوم شبیه‌سازی جریان ناپایا و سه-بعدی در آن، هزینه‌های محاسباتی شبیه‌سازی توربین به‌صورت هندسه کامل بسیار بالا خواهد بود. به کمک پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه کاهش هندسه در شبیه‌سازی جریان توربین‌های آبی [۲۲-۲۴] و بررسی اثرات آن روی نتایج حاصله، در این پژوهش از روش شبیه‌سازی هندسه کاهش یافته توربین فرانسیس-۹۹ بهره‌گیری می‌شود. در این هندسه کاهش یافته از یک راهگاه برای عبور جریان در پره ثابت و دو راهگاه برای عبور جریان در پره راهنما در ناحیه توزیع‌کننده استفاده‌شده است. همچنین یک راهگاه عبور جریان در ناحیه چرخ که شامل یک تیغه و یک نیم تیغه است استفاده می‌شود. ناحیه درفت‌تیوب نیز به‌صورت کامل شبیه‌سازی خواهد شد که دلیل آن تمرکز هدف این پژوهش روی شکست گردابه در این ناحیه می‌باشد. لازم به ذکر است که محفظه حلزونی در شبیه‌سازی در نظر گرفته نشده است زیرا موجب افزایش اندک دامنه فشاری پیش‌بینی‌شده خواهد شد [۲۵]. برای اعمال کاهش هندسه در بخش‌های توزیع‌کننده و چرخ، از شرط مرزی تناوب دورانی استفاده‌شده است. نتایج به‌دست‌آمده از پژوهش‌های پیشین [۲۴ و ۲۶] نشان داده که استفاده از این ساده‌سازی تأثیری روی پیش‌بینی رژیم جریان در درفت‌تیوب توربین آبی ندارد و شکست گردابه و فرکانس نوسانات فشاری آن به‌درستی قابل پیش‌بینی خواهند بود.

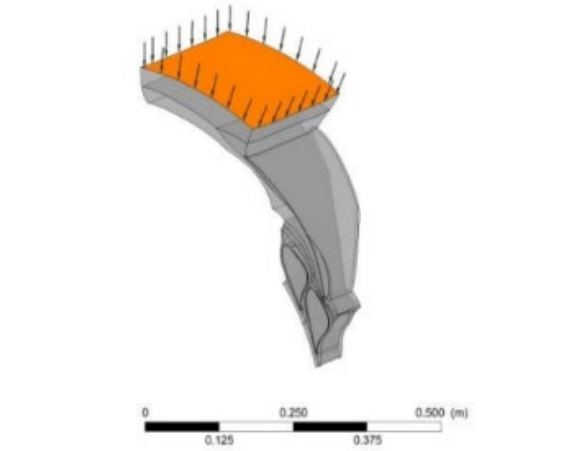
۳-۱- شرایط مرزی هندسه توربین

شرط مرزی ورودی نرخ جریان جرمی و شرط مرزی خروجی فشار استاتیک به‌عنوان مناسب‌ترین شرط مرزی برای شبیه‌سازی هندسه کاهش‌یافته توربین‌های آبی در پژوهش‌های پیشین [۲۲، ۲۷ و ۲۸] شناسایی‌شده است. اگرچه شرط مرزی مناسب برای شبیه‌سازی هندسه کامل توربین، فشار کل در ورودی لوله پنستاک و فشار استاتیک در خروجی درفت‌تیوب است، ولی با توجه به لزوم استفاده از هندسه کاهش‌یافته، در پژوهش حاضر از نرخ جریان جرمی و فشار استاتیک به ترتیب برای ورودی و خروجی شبیه‌سازی استفاده خواهد شد. به‌این‌ترتیب، مقدار نرخ جریان در ورودی پره‌های ثابت نرخ جریان جرمی اندازه‌گیری شده در مطالعه تجربی لحاظ شده است که دلیل استفاده از این مقدار، به‌کارگیری هندسه کاهش‌یافته می‌باشد. پس از اعمال شرط تناوب دورانی، هندسه یک راهگاه درمجموع ۱۴ بار تکرار می‌شود و نرخ جریان جرمی ورودی در شبیه‌سازی با مقدار اندازه‌گیری شده تجربی یکسان خواهد بود. به دلیل حذف محفظه حلزونی از شبیه‌سازی، لازم است جهت ورود جریان به پره ثابت به‌صورت دستی به شبیه‌سازی عددی اعمال شود. این جهت ورود جریان با استفاده از یک شبیه‌سازی پایا از توربین که در آن محفظه حلزونی نیز به ناحیه حل اضافه‌شده بود به دست آمد و در شبیه‌سازی‌های ناپایا اعمال شد به دلیل نیاز به همگرایی بهتر شبیه‌سازی در ابتدای حل، ابتدا در خروجی درفت‌تیوب از شرط مرزی بازشو با فشار استاتیک صفر استفاده شد. پس از دست‌یابی به همگرایی، شرط مرزی در خروجی درفت‌تیوب از بازشو به خروجی تغییر داده شد و ادامه شبیه‌سازی‌ها با آن انجام شود. دلیل این انتخاب، تغییرات جزئی فشار در خروجی درفت‌تیوب است که امکان ایجاد جریان بازگشتی در این ناحیه را فراهم خواهد کرد که خود موجب نوسانات ناخواسته در جریان توربین خواهد بود. در شکل **۸** شرایط مرزی ورودی و خروجی اعمال‌شده در ناحیه محاسباتی قابل‌مشاهده است.

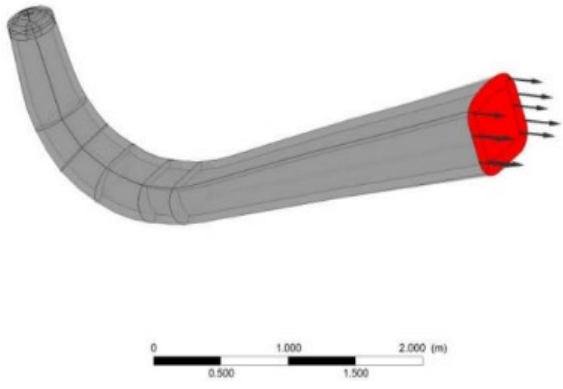
۳-۲- شبکه‌بندی و استقلال حل از شبکه

در این بخش صحت‌سنجی شبیه‌سازی توربین فرانسیس-۹۹ موردبررسی قرار می‌گیرد. با توجه به قابلیت‌های بالای مدل آشفتگی SAS – SST، از آن برای شبیه‌سازی‌های مربوط به صحت‌سنجی استفاده می‌شود. نقطه کارکرد بهینه در این بخش موردمطالعه قرارگرفته تا به کمک آن از درستی تنظیمات اعمال‌شده و مناسب بودن شبکه‌بندی مورداستفاده در شبیه‌سازی‌های بعدی اطمینان خاطر به دست آید. شبکه‌بندی اجزاء مختلف توربین در کارگاه فرانسیس-۹۹ موجود است. در پژوهش حاضر، به‌منظور مطالعه دقیق عددی و بررسی استقلال شبیه‌سازی عددی از شبکه‌بندی

محاسباتی، شبکه‌بندی‌های جدیدی با المان ۶ وجهی تولیدشده است که به این منظور از نرم‌افزار Numeca برای شبکه‌بندی نواحی توزیع‌کننده و چرخ و از نرم‌افزار ICEM برای شبکه‌بندی ناحیه درفت‌تیوب استفاده‌شده است. با توجه به تمرکز پژوهش حاضر روی جریان در درفت‌تیوب، تعداد المان‌های بخش توزیع‌کننده (۱ پره ثابت و ۲ پره راهنما) و چرخ (۱ تیغه کامل و ۱ نیم‌تیغه) ثابت و برابر با ۸۲۹.۴۴۰ و ۷۱۸.۷۲۰ در نظر گرفته‌شده است. برای ناحیه درفت‌تیوب ۳ شبکه‌بندی درشت، متوسط و ریز به ترتیب با ۴۷۰ هزار، ۸۹۰ هزار و ۲ میلیون المان تولید شد.



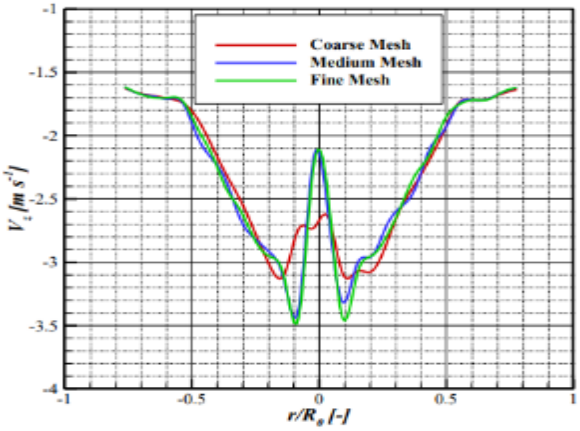
(الف)



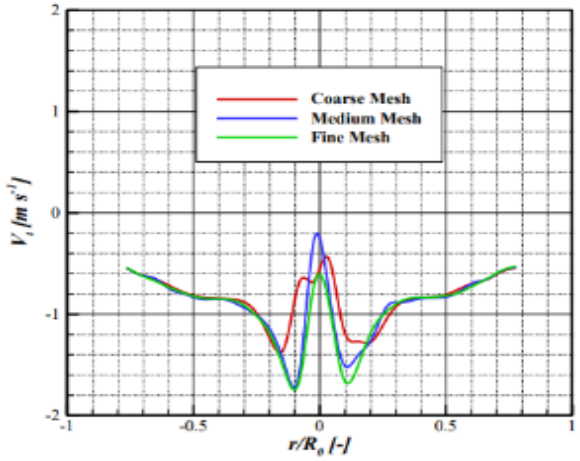
(ب)

شکل (۸): محل اعمال شرایط مرزی ورودی و خروجی در هندسه کاهش‌یافته محاسباتی: الف) سطح جریان ورودی؛ ب) سطح جریان خروجی.

از گشتاور خروجی از محور توربین و سرعت‌های محوری و دورانی در خط ۱ به‌عنوان پارامترهای مطالعه استقلال حل از شبکه استفاده می‌شود. در شکل **۹** نتایج سرعت‌های محوری و دورانی در شبکه‌بندی‌های مختلف ارائه‌شده است. میانگین اختلاف نتایج سرعت محوری در شبکه‌بندی درشت و متوسط و شبکه‌بندی متوسط و ریز، نرمال شده نسبت به بیشینه سرعت محوری به ترتیب ٪۶/۲ و ٪۲/۱ مشاهده شد. این اختلاف برای سرعت دورانی نسبت به بیشینه سرعت دورانی به ترتیب ٪۳/۶ و ٪۹/۲ می‌باشد.



(الف)



(ب)

شکل (۹): استقلال حل از شبکه سرعت در خط ۱: الف) سرعت محوری؛ ب) سرعت دورانی.

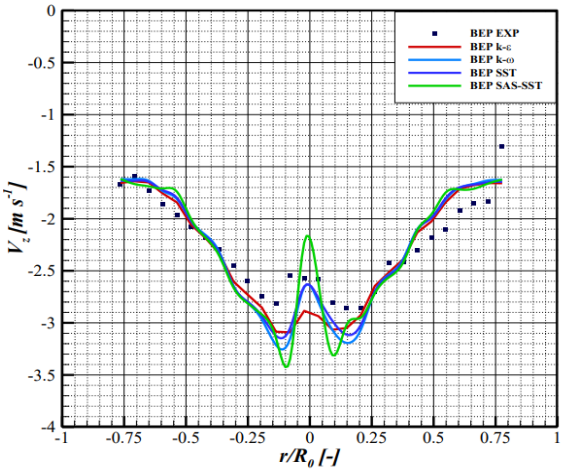
۴- بحث و بررسی نتایج

پس از صحت سنجی شبیه‌سازی در بخش قبل، در بخش حاضر اعتبار سنجی نتایج عددی از شبیه‌سازی عددی توربین فرانسیس-۹۹ بررسی می‌شود. از داده‌های تجربی سرعت محوری در خط ۱ و نوسانات فشار و فرکانس‌های

غالب نوسانات فشار در نقطه DT5 برای بررسی اعتبارسنجی شبیه‌سازی استفاده‌شده است. شبیه‌سازی با مدل‌های آشفتگی $k-\varepsilon$، $k-\omega$، SST و $SAS-SST$ در نقطه کارکرد بهینه انجام‌شده و با داده‌های تجربی مقایسه می‌شوند و با مقایسه نتایج سرعت و فشار و بررسی هسته گردابه تشکیل‌شده در هر یک از آن‌ها، مدل آشفتگی مناسب انتخاب خواهد شد.

۴-۱- بررسی میدان سرعت

نتایج سرعت محوری در شبیه‌سازی با مدل‌های آشفتگی $k-\varepsilon$، $k-\omega$، SST و $SAS-SST$ در خط ۱ به همراه داده‌های تجربی نقطه کارکرد بهینه در شکل **۱۰** مشاهده می‌شود. در این شکل محور افقی شعاع بی‌بعد است که در آن شعاع مبنا برابر با شعاع دیواره درفت‌تیوب در خروجی چرخ و برابر با ۰/۱۷۵۲ متر انتخاب‌شده است. لازم به ذکر است که این نمودارها از میانگین‌گیری سرعت در بازه زمانی ۱ ثانیه حاصل‌شده‌اند.



شکل (۱۰): مقایسه سرعت محوری عددی و تجربی در خط ۱.

با مشاهده داده‌های تجربی سرعت نقطه کارکرد بهینه در شکل **۸**، در نزدیکی دیواره‌ها اندازه سرعت مقدار کم‌تری نسبت به مرکز جریان دارد. نقاط بیشینه سرعت محوری در مرکز جریان و در محدوده شعاع بی‌بعد ۰/۲۵ مشاهده می‌شود. درون این محدوده سرعت بیشینه نیز یک افت نسبی مقدار سرعت محوری رخداده است که علت این امر وجود تاج چرخ در مرکز درفت‌تیوب می‌باشد. همچنین همان‌طور که درگذشته بیان شد، وجود مؤلفه کوچک سرعت دورانی در نقطه کاری بهینه که به‌منظور جلوگیری از پدیده جدایش جریان در طراحی توربین اعمال می‌شود نیز می‌تواند به عامل اول کمک کند. وجود این مؤلفه سرعت دورانی باعث به وجود آمدن نیروی گریز از مرکز در المان‌های سیال خواهد شد و به همین ترتیب از انرژی سیال در ناحیه مرکزی درفت‌تیوب کاسته خواهد شد و این امر گرادیان فشار نامطلوب در مرکز جریان را ایجاد خواهد کرد. ولی در نقطه کارکرد بهینه، اندازه مؤلفه سرعت دورانی ناچیز بوده و گرادیان فشار نامطلوب به‌اندازه‌ای نیست که باعث تولید نقطه سکون شود و جریان بازگشتی تشکیل گردد؛ بنابراین، در نقطه کارکرد بهینه یک هسته گردابه کوچک و ضعیف در محدوده شعاع بی‌بعد ۰/۲۵ وجود خواهد داشت. نکته قابل‌توجه دیگر در شکل **۱۰**، عدم تقارن نمودار سرعت محوری تجربی است که علت آن را می‌توان به اثر ژیروسکوپی ناشی از وجود زانویی درفت‌تیوب، توزیع غیریکنواخت جریان در محفظه حلزونی و یا جدایش جریان محلی ربط داد [۱۵]. ولی این عدم تقارن سرعت در نتایج شبیه‌سازی‌های عددی به‌صورت بسیار ناچیز مشاهده‌شده است؛ زیرا در حل عددی، محفظه حلزونی شبیه‌سازی نشده و همچنین فرض بر آن است که در نواحی توزیع‌کننده و چرخ جریان گذرنده از یک گذرگاه بین دو پره به‌صورت دورانی تکرار شده است. تمامی مدل‌های آشفتگی در شبیه‌سازی‌های عددی نقطه کارکرد بهینه، میدان سرعت مشابهی را در محدوده بین دیواره و شعاع بی‌بعد ۰/۲۵ حاصل کرده‌اند. در شروع محدوده هسته گردابه یا همان شعاع بی‌بعد ۰/۲ تا ۰/۱۵، نتایج مدل‌های $k-\varepsilon$ و $SAS-SST$ به نزدیکی بیشتری به داده‌های تجربی دارد. با نزدیک شدن به مرکز درفت‌تیوب، مدل‌های $k-\omega$ و SST نتایج بهتری را پیش‌بینی کرده‌اند. در این ناحیه با نزدیک شدن به مرکز، اختلاف مدل $k-\varepsilon$ با نتایج تجربی بیشتر شده و مدل $SAS-SST$ نیز یک پرش ناگهانی از خود نشان می‌دهد. نکته قابل‌توجه این است که سه مدل $k-\varepsilon$، $k-\omega$ و SST اندازه سرعت در مرکز درفت‌تیوب را بیشتر از مقدار تجربی پیش‌بینی کرده ولی مدل

SAS – SST این مقدار را کمتر از داده‌های تجربی محاسبه کرده است.

۴-۲- فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه

در بخش پیشین با اعتبار سنجی شبیه‌سازی عددی و مقایسه نتایج با داده‌های تجربی، مشخص شد که مدل آشفتگی SAS – SST بهترین پیش‌بینی را در شبیه‌سازی جریان و ناپایداری‌های آن در توربین فرانسیس-۹۹ را ارائه می‌کند. به کمک این مدل آشفتگی در این فصل به شبیه‌سازی فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه توربین پرداخته خواهد شد. شبیه‌سازی این فرآیند گذار مانند آزمایش تجربی کارگاه فرانسیس-۹۹ شامل ۱ ثانیه شبیه‌سازی در نقطه کارکرد بهینه با زاویه بازشدگی پره‌های راهنما به مقدار ۹/۸۴ درجه، سپس ۲ ثانیه فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه و باز شدن پره‌های راهنما و در انتها ۷ ثانیه در نقطه کاری بار کامل یا بیشینه با زاویه بازشده پره‌های راهنما به مقدار ۱۲/۴۳ درجه است. این زمان‌بندی این امکان را ایجاد می‌کند تا رژیم جریان بار بیشینه به‌خوبی در درفت‌تیوب شکل‌گرفته و پایدار شود. در ادامه به معرفی روش تغییر زاویه پره‌های راهنما در شبیه‌سازی عددی پرداخته می‌شود.

۴-۲-۱- روش تغییر زاویه پره‌های راهنما در شبیه‌سازی فرآیند گذار

یکی از بزرگ‌ترین چالش‌های شبیه‌سازی فرآیند گذار در توربین آبی، اعمال تغییر زاویه پره‌های راهنما در شبکه‌بندی شبیه‌سازی می‌باشد. به‌منظور رفع این چالش چهار روش مختلف وجود دارد که به ترتیب افزایش پیچیدگی، شامل موارد زیر می‌باشند:

- شبکه‌بندی پویا (حرکت شبکه‌بندی)
- بازسازی خارجی شبکه‌بندی
- روش شبکه‌بندی اضافی
- روش مرز غوطه‌ور

در پژوهش حاضر به دلیل کوچک بودن جابجایی زاویه‌ای پره‌های راهنما (۲/۵۹ درجه باز شدن پره‌های راهنما در مدت‌زمان ۲ ثانیه)، استفاده از روش شبکه‌بندی پویا ممکن است؛ زیرا در جابجایی‌های کوچک، انحراف زیادی در شبکه‌بندی ایجاد نخواهد شد و نتیجه شبیه‌سازی درست خواهد بود. به‌منظور استفاده از این قابلیت نرم‌افزار CFX، یک عبارت برای محاسبه جابجایی شبکه‌بندی اطراف پره‌های راهنما در هر گام زمانی نوشته‌شده که در آن هر پره راهنما یک محور دوران دارد که به دور آن چرخش دارد. موقعیت این مرکز دوران با استفاده از برهم‌نهی هندسه‌های مربوط به زاویه‌های ۹/۸۴ و ۱۲/۴۳ درجه پره‌های راهنما به دست می‌آید. در این عبارت، فاصله هر نقطه از دیواره جامد پره راهنما از مرکز دوران پره محاسبه خواهد شد. لازم است در زمان ۲ ثانیه (زمان فرآیند گذار) پره‌های راهنما به میزان ۲/۵۹ درجه بازشوند؛ بنابراین، در زمان گذار، پره‌های راهنما با سرعت دورانی ثابت بازخواهند شد و در انتهای فرآیند گذار این حرکت متوقف می‌گردد تا شبیه‌سازی در نقطه کاری بار بیشینه ادامه داده شود. شکل **۱۱** موقعیت پره‌های راهنما و شبکه‌بندی نواحی اطراف آن قبل و بعد از فرآیند گذار را نشان می‌دهد.

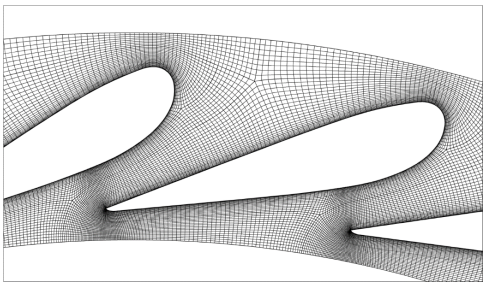
۴-۳- نتایج شبیه‌سازی فرآیند گذار از بار بهینه به بار بیشینه

نتایج شبیه‌سازی فرآیند گذار شامل ۳ بخش میدان سرعت، میدان فشار و هسته گردابه است. در این بخش به ارائه این نتایج پرداخته خواهد شد.

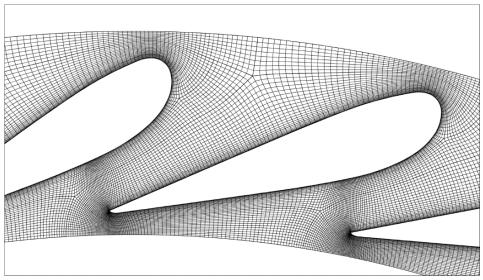
۴-۳-۱- میدان سرعت

به‌منظور درک بهتر از رژیم جریان درون درفت‌تیوب، کانتورهای لحظه‌ای سرعت محوری، دورانی و شعاعی در خط ۱ به ترتیب در شکل **۱۲** تا شکل **۱۴** قابل‌مشاهده است. در فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه، دو عامل اصلی افزایش مومنتوم محوری و افزایش مومنتوم دورانی جریان روی میدان سرعت تأثیر می‌گذارند. دلیل افزایش مومنتوم محوری، افزایش نرخ جریان ورودی توربین بوده و

افزایش مومنتوم دورانی به‌واسطه تغییر زاویه پره‌های راهنما حاصل‌شده است. در ادامه به بررسی هر یک از این عوامل پرداخته می‌شود.

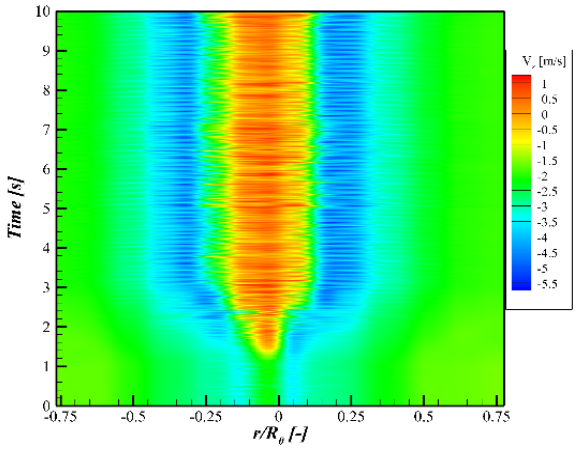


(الف)



(ب)

شکل (۱۱): شبکه‌بندی نواحی اطراف پره‌های راهنما در فرآیند گذار از بار بهینه به بار بیشینه: الف) قبل از گذار؛ ب) در انتهای گذار.

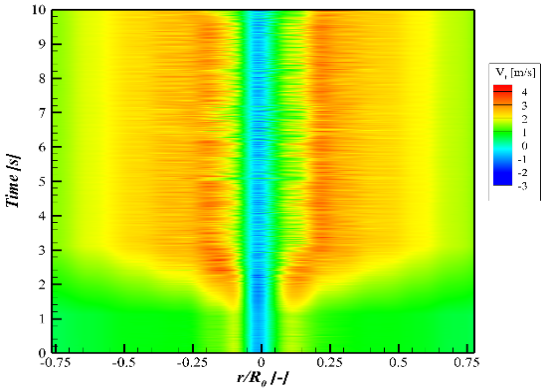


شکل (۱۲): سرعت محوری عددی در فرآیند گذار در خط ۱.

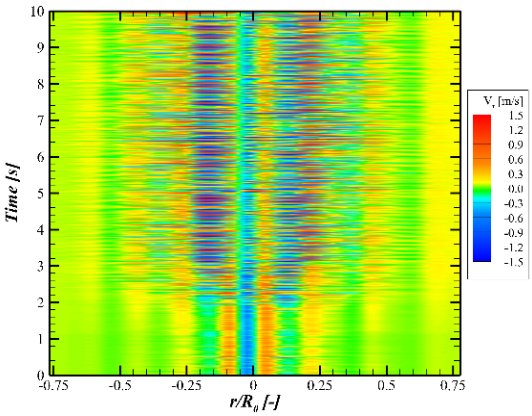
با مشاهده کانتور سرعت محوری در شکل **۱۲**، ۳ نوع رفتار در پروفیل سرعت محوری مشاهده می‌شود. رفتار اول مربوط به قبل از شروع فرآیند گذار، یعنی زمان $t = 0$ تا $t = 1\ s$ است که میدان جریان توزیعی یکنواخت و تقریباً پایا در نقطه کارکرد بهینه دارد. در این شرایط، جریان در تمامی شعاع‌های توربین به سمت خروجی درفت‌تیوب بوده و مؤلفه سرعت محوری صفر (نقطه سکون) یا مثبت (جریان بازگشتی) در جریان مشاهده نمی‌شود. با شروع فرآیند گذار، رفتار نوع دوم در بازه زمانی $t = 1\ s$ تا $t = 2\ s$ در درفت‌تیوب بروز پیدا می‌کند. مشاهده می‌شود که در زمان $t = 1.5\ s$ نخستین نقطه سکون در مرکز درفت‌تیوب شکل می‌گیرد. دلیل این امر، افزایش قدرت دنباله یا ویک ناشی از تاج چرخ است که خود ناشی از افزایش مومنتوم محوری جریان می‌باشد. پس از تشکیل نقطه سکون با گذشت زمان پروفیل سرعت محوری جریان بازگشتی از خود نشان می‌دهد که رفته‌رفته رشد دارد. رشد ناحیه بازگشتی تا زمان $t = 3\ s$ و تقابل آن با جریان خروجی از درفت‌تیوب، باعث افزایش تنش برشی در جریان خواهد شد. مشاهده می‌شود که در انتهای فرآیند باز شدن پره‌های راهنما، یعنی زمان $t = 3\ s$، شعاع ناحیه بازگشتی تا ۰/۱۵ شعاع بی‌بعد رشد داشته است. از زمان $t = 3\ s$ به بعد محدوده جریان بازگشتی یک رفتار پایا از خود نشان داده و در محدوده شعاعی خود باقی می‌ماند که نشان‌دهنده رفتار نوع سوم پروفیل سرعت محوری است. این امر نشان‌دهنده پدیدار شدن ساختار هسته گردابه تشکیل‌شده در راستای محور درفت‌تیوب است.

از شکل **۱۳** که مربوط به سرعت دورانی جریان در خط ۱ است ۳ نوع رفتار در پروفیل سرعت مشاهده می‌شود. ولی روند این رفتارها و همچنین زمان وقوع آن‌ها با مؤلفه سرعت محوری متفاوت است. رفتار اول مربوط به نقطه کارکرد بهینه، یعنی زمان $t = 0$ تا $t = 1\ s$ بوده که در آن پروفیل سرعت دورانی جریان به‌صورت گردابه رانکین است و بیشینه مقدار مؤلفه دورانی آن در شعاع بی‌بعد ۰/۱ مشاهده می‌شود. با شروع فرآیند گذار در زمان $t = 1\ s$، رفته‌رفته مؤلفه دورانی قوی‌تر شده تا در زمان حدود $t = 3\ s$ به بیشترین گستره شعاعی خود می‌رسد که نشان‌دهنده رفتار نوع دوم پروفیل سرعت دورانی می‌باشد. از زمان $t = 3\ s$ به بعد مشاهده می‌شود که میدان سرعت دورانی به دو بخش تقسیم‌شده است. بخش مرکزی نزدیک به محور درفت‌تیوب در جهت منفی و سایر مناطق در جهت مثبت دوران دارند. در این بازه زمانی که رفتار نوع سوم پروفیل سرعت دورانی

مشاهده‌شده، یک سری نوسانات ناپایا در مؤلفه دورانی سرعت در محور درفت‌تیوب مشاهده می‌شود که رفتار تصادفی از خود نشان می‌دهند. در این مرحله پروفیل دورانی سرعت کاملاً توسعه‌یافته و با گذشت زمان تغییری در آن مشاهده نمی‌شود. در این کانتور مشاهده می‌شود که تمرکز تنش برشی در میدان سرعت دورانی در شعاع بی‌بعد ۰/۱، یعنی محلی که دو ناحیه دورانی مثبت و منفی با هم برخورد می‌کنند، قرار دارد.



شکل (۱۳): سرعت دورانی عددی در فرآیند گذار در خط ۰/۱.

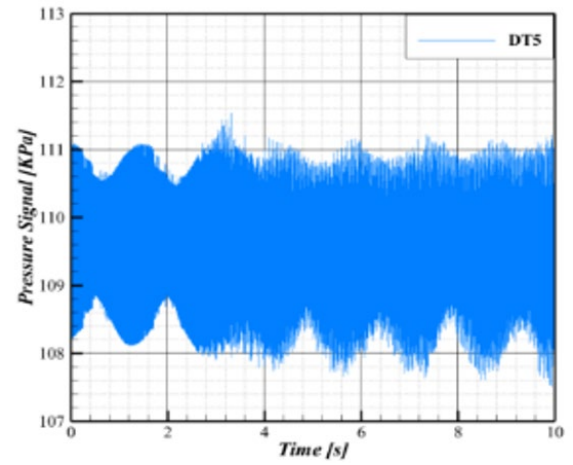


شکل (۱۴): سرعت شعاعی عددی در فرآیند گذار.

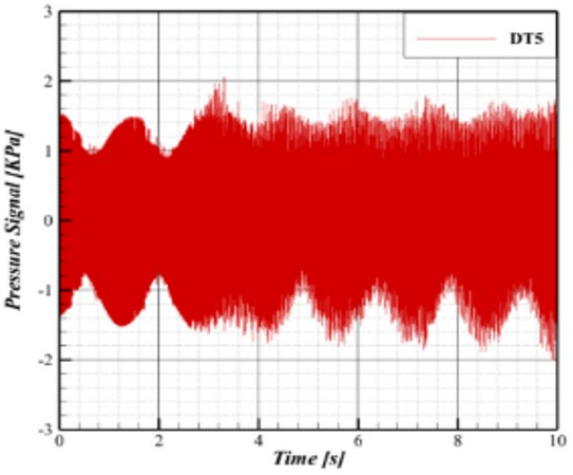
افزایش نرخ جریان و باز شدن پره‌های راهنما، به ترتیب تأثیر مستقیمی روی مؤلفه‌های محوری و دورانی سرعت خواهند داشت. این اثرات در میدان سرعت‌های محوری و دورانی موردبررسی قرار گرفت و ۳ نوع رفتار کلی در هر یک از پروفیل‌ها یافت شد. اکنون اثرات غیرمستقیم افزایش نرخ جریان و افزایش بازشدگی پره‌های راهنما روی مؤلفه سرعت شعاعی به‌واسطه برهم‌کنش اثرات سرعت محوری و دورانی در شکل **۱۴** موردبررسی قرار می‌گیرد. در نقطه کارکرد بهینه در بازه زمانی $t = 0$ تا $t = 1\ \mathrm{s}$، در مقاطع شعاعی با فاصله شعاع بی‌بعد ۰/۱ از هم، مؤلفه سرعت شعاعی تغییر جهت دارد. بیشینه مقدار سرعت شعاعی در مرکز درفت‌تیوب مشاهده می‌شود و جریان از مرکز به سمت دیواره درفت‌تیوب رانده خواهد شد تا از جدایش جریان به‌واسطه هندسه واگرای درفت‌تیوب جلوگیری به عمل آید. این شرایط، شرایط بهینه توربین است که شکست گردابه در رژیم جریان رخ نداده است. با پیشروی به میزان شعاع بی‌بعد ۰/۱ به سمت دیواره مشاهده می‌شود که مؤلفه شعاعی سرعت تغییر جهت خواهد داد. ولی اندازه این بخش از سرعت از اندازه سرعت در مرکز درفت‌تیوب کم‌تر است. با یک نگاه کلی می‌توان گفت که برآیند جریان از مرکز به سمت دیواره درفت‌تیوب حرکت دارد. با توجه به اینکه مؤلفه‌های محوری سرعت در زمان $t = 1.5\ \mathrm{s}$ اولین نقطه سکون را در خود نشان داده و مؤلفه دورانی سرعت نیز در زمان $t = 1.5\ \mathrm{s}$ تغییر چشمگیر خود را بروز می‌دهد، در نتیجه برهم‌کنش این دو مؤلفه یک تغییر کلی در ساختار مؤلفه شعاعی در حدود زمان $t = 2\ \mathrm{s}$ رخ داده و تا زمان $t = 2.5\ \mathrm{s}$ جریان الگوی مشخص و قابل پیش‌بینی از خود نمایان می‌کند. درنتیجه می‌توان نتیجه گرفت که مؤلفه شعاعی سرعت با یک تأخیر ۰/۵ ثانیه‌ای از مؤلفه‌های سرعت محوری و دورانی تأثیر می‌پذیرد. ازاین‌پس جریان سعی دارد یک الگوی تناوبی برای مؤلفه شعاعی ایجاد کند که این الگو در زمان $t = 3\ \mathrm{s}$ کاملاً توسعه خواهد یافت. به‌گونه‌ای که در بازه‌ای کوتاه از زمان جریان در کل عرض خط ۱ جهت شعاعی مثبت داشته و در بازه‌ی کوتاه دیگری کاملاً به سمت شعاع منفی حرکت خواهد کرد و این امر به‌صورت تناوبی تکرار می‌شود. این شرایط به‌واسطه وجود هسته گردابه در ناحیه مخروطی ایجادشده و ورود و خروج جریان پایه به هسته گردابه را نشان می‌دهد.

۴-۳-۲- میدان فشار

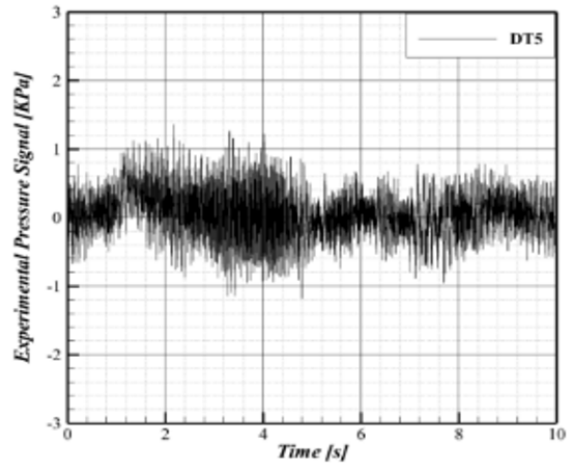
سیگنال فشاری حاصل از شبیه‌سازی عددی در نقطه داده‌برداری DT5 و همچنین نوسانات فشاری به‌دست‌آمده از آن در شکل **۱۵** ارائه‌شده است.



(الف)



(ب)

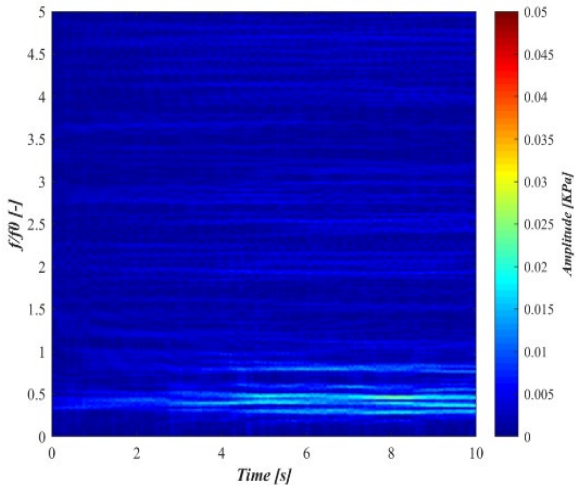


(ج)

شکل (۱۵): نتایج فشار شبیه‌سازی عددی و نوسانات فشار تجربی در نقطه DT5: الف) شیگنال فشار عددی؛ ب) نوشسان فشار عددی؛ ج) سیگنال فشار تجربی.

همچنین نوسانات فشار تجربی نیز به‌منظور مقایسه در این شکل نشان داده‌شده است. در بخش **(الف)** این شکل سیگنال فشار عددی رسم شده، درحالی‌که قسمت **(ب)** نوسانات فشار عددی را ارائه می‌کند. نوسان فشار عددی از کم کردن میانگین لحظه‌ای فشار از سیگنال فشار به‌دست‌آمده است. با این عمل، فشار حول مقدار میانگین قابل‌بررسی و مشاهده است که در تحلیل نتایج کمک بسزایی دارد. همان‌گونه که از قسمت **(ج)** شکل پیداست، فشار تجربی ۳ نوع رفتار در نواحی نقطه کارکرد بهینه، بخش گذار و نقطه کاری بار بیشینه از خود نشان می‌دهد. این امر با یافته‌های عددی بخش میدان سرعت همخوانی دارد.

برای تحلیل این نمودارهای فشار در حوزه فرکانس، استفاده از تبدیل فوریه سریع درست نیست. دلیل این امر این است که تبدیل فوریه سریع میانگینی از تمامی نوسانات وابسته به زمان ارائه می‌دهد که فقط برای نقاط کاری پایا مناسب است. در فرآیند گذار، لازم است فرکانس‌های فشار در تمامی بازه‌های زمانی مشاهده گردند. به‌منظور مشاهده تغییرات وابسته به زمان فرکانس‌های غالب در فرآیند گذار، طیف نگاره یا اسپکتروگرام مربوط به نوسانات فشار که در شکل **۱۶** رسم شده بهره‌گیری می‌شود. به دلیل اهمیت بالای ناحیه فرکانس پایین، نمودار در این محدوده بزرگ‌نمایی شده است.



شکل (۱۶): طیف نگاره نوسانات فشار شبیه‌سازی عددی فرآیند گذار در نقطه DT5 در محدوده فرکانس پایین.

فرکانس‌های بی‌بعد ۱۵ و ۳۰ در کل زمان شبیه‌سازی وجود دارند و محدوده بزرگ‌نمایی شده تنها بخش فرکانس پایین را نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که با شروع از زمان شروع فرآیند گذار یعنی $t = 1\ \mathrm{s}$ از ابتدای شبیه‌سازی، فرکانس بی‌بعدی نزدیک به ۰/۵ ظاهرشده و با گذشت زمان دامنه آن رشد می‌کند. تا جایی که در زمان $t = 2\ \mathrm{s}$ به‌طور کامل نمایان می‌گردد. این بدان معناست که نشانه‌های ناپایداری حداقل پس از ۱ ثانیه از شروع فرآیند گذار پدیدار خواهند شد. با پیشروی در زمان مشاهده می‌شود که فرکانس بی‌بعد غالب دیگری نیز شکل می‌گیرند. با توجه به نتایج پژوهش‌های پیشین این فرکانس‌ها می‌توانند برای توربین و نیروگاه آبی مضر باشند و در صورت وقوع پدیده تشدید به تخریب توربین منجر شوند. بنابراین لازم است تا تحقیقات گسترده‌تری روی این فرکانس‌ها به‌صورت تجربی صورت پذیرد.

۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در ابتدا بستر آزمون تجربی و موقعیت نقاط داده‌برداری‌های سرعت و فشار در اندازه‌گیری‌های نقاط کاری پایا و گذرا تشریح گردید. سپس معادلات حاکم بر جریان آشفته و مدل‌های آشفتگی مورداستفاده در پژوهش حاضر معرفی شدند. تنظیمات مناسب برای شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار ANSYS CFX، شرایط مرزی به‌کاررفته و گسسته‌سازی معادلات حاکم نیز موردبحث و بررسی واقع شدند. گام زمانی مناسب برای شبیه‌سازی ناپایداری‌های جریان در توربین انتخاب گشته و صحت سنجی نتایج شبیه‌سازی به کمک مطالعه شاخص همگرایی شبکه نیز انجام شد. پس از صحت سنجی روش عددی، اعتبارسنجی داده‌ها با بررسی نتایج سرعت، فشار و هسته گردابه انجام گرفت و مدل آشفتگی $\mathrm{SAS}-\mathrm{SST}$ به‌عنوان مدل آشفتگی مناسب معرفی شد. پس از اعتبارسنجی، فرآیند گذار از نقطه کارکرد بهینه به بار بیشینه شبیه‌سازی گردید. میدان سرعت، نوسانات همگام و ناهمگام فشار و هسته گردابه تشکیل‌شده در این فرآیند موردمطالعه واقع شد و چهار رژیم کلی جریان در این فرآیند گذار معرفی گردید. در مطالعات میدان سرعت مشاهده شد که تشکیل نقطه سکون آغاز تغییر و تحولات فرآیند گذار است. نوسانات سرعت شعاعی نتیجه تشکیل نقطه سکون در سرعت محوری و افزایش قدرت سرعت دورانی می‌باشد. مطالعات میدان فشار نیز نشان داد که گذار به نقطه کاری بار بیشینه، باعث تولید نوسانات فرکانس پایین در توربین می‌شود که می‌تواند برای توربین خطرناک باشد. همچنین منبع این نوسانات فشاری، مد همگام میدان فشار شناسایی گردید. در بررسی نتایج هسته گردابه، مشخص شد که در فرآیند گذار از بار بهینه به بار بیشینه، هسته گردابه مشعل به‌صورت یکباره تشکیل نشده و چهار رژیم مختلف جریان در درفت‌تیوب شکل می‌گیرد. همچنین رفتار رشد قطر و طول هسته گردابه در این چهار رژیم به‌تفصیل شرح داده شد. می‌توان گفت با شناختی که از رژیم جریان در بار بیشینه صورت گرفته است، مقدمات و اطلاعات لازم برای کنترل جریان در آینده حاصل‌شده است.

۶- مراجع

[1] Sayers AT. Hydraulic and compressible flow turbomachines. McGraw-Hill google schola. 1990;2:136-48.

[1] Frunzăverde D, Muntean S, Mărginean G, Campian V, Marşavina L, Terzi R, Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. In IOP conference series: earth and environmental science 2010; 12(1), 012115. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012115.

[3] Jonsson P., 2011. Flow and pressure measurements in low-head hydraulic turbines (Doctoral dissertation, Luleå tekniska universitet).

[4] Foroutan H. Simulation, analysis, and mitigation of vortex rope formation in the draft tube of hydraulic turbines. The Pennsylvania State University; 2015.

[5] Rheingans WJ. Power swings in hydroelectric power plants. Transactions of The American Society of Mechanical Engineers. 1940;62(3):171-7. **DOI:** https://doi.org/10.1115/1.4021394.

[6] Nishi M. Flow regimes in an elbow-type draft tube. In Proc. 11th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and System, Amsterdam, 1982, 1-13.

[8] Iliescu MS, Ciocan GD, Avellan F. Analysis of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine using particle image velocimetry measurements in two-

Research. 2020 Jan 2;58(1):70-86. **DOI:** https://doi.org/10.1080/00221686.2018.1555551.

[19] Goyal R. Vortex core formation in a Francis turbine during transient operation from best efficiency point to high load. Physics of Fluids. 2020;32(7).

[20] Cervantes M, Trivedi C, Dahlhaug OG, Nielsen T. Francis-99 Workshop 2: transient operation of Francis turbines. In Journal of Physics, Conference Series 2017; 782. Institute of Physics (IOP).

[21] Trivedi C. Investigations of compressible turbulent flow in a high-head Francis turbine. Journal of Fluids Engineering. 2018;140(1):011101. **DOI:** https://doi.org/10.1115/1.4037500.

[22] Jakobsen KR, Holst MA. CFD simulations of transient load change on a high head Francis turbine. In Journal of Physics: Conference Series 2017; 782, (1), 012002. IOP Publishing. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1742-6596/782/1/012002.

[23] Maddahian R, Cervantes MJ, Sotoudeh N. Numerical investigation of the flow structure in a Kaplan draft tube at part load. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2016; 49, (2), 022008. IOP Publishing. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/2/022008.

[24] Sotoudeh N, Maddahian R, Cervantes MJ. Formation of Rotating Vortex Rope in the Francis-99 Draft Tube. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019; 240, (2), 022017. IOP Publishing. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/2/022017.

[25] Jakobsen KR, Tengs E, Holst MA. Reducing computational effort of high head francis turbines. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019; 240, (7),072001. IOP Publishing. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/7/072001.

[26] Sotoudeh N, Maddahian R, Cervantes MJ. Investigation of rotating vortex rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube. Renewable energy. 2020;151:238-54. **DOI:** https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.11.014.

[27] Goyal R, Trivedi C, Kumar Gandhi B, Cervantes MJ. Numerical simulation and validation of a high head model Francis turbine at part load operating condition. Journal of The Institution of Engineers (India): Series C. 2018;99:557-70. **DOI:** https://doi.org/10.1007/s40032-017-0380-z.

[28] Trivedi C. A systematic validation of a Francis turbine under design and off-design loads. Journal of Verification, Validation and Uncertainty phase flow, 2008. **DOI:** https://doi.org/10.1115/1.2813052.

[9] Trivedi C, Cervantes MJ, Gandhi BK, Dahlhaug OG. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points. Journal of Fluids Engineering. 2013;135(11):111102. **DOI:** https://doi.org/10.1115/1.4024805.

[10] Dennis DJ, Seraudie C, Poole RJ. Controlling vortex breakdown in swirling pipe flows: experiments and simulations. Physics of Fluids. 2014 1;26(5). **DOI:** https://doi.org/10.1063/1.4875486.

[11] Pasche S, Gallaire F, Dreyer M, Farhat M. Obstacle-induced spiral vortex breakdown. Experiments in fluids. 2014;55:1-1. **DOI:** https://doi.org/10.1007/s00348-014-1784-7.

[12] Goyal R, Trivedi C, Gandhi BK, Cervantes MJ, Dahlhaug OG. Transient pressure measurements at part load operating condition of a high head model Francis turbine. sādhanā. 2016;41:1311-20. **DOI:** https://doi.org/10.1007/s12046-016-0556-x.

[13] Susan-Resiga R, Ciocan GD, Avellan F. Swirling flow downstream a Francis turbine runner. In The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara: Romania, October 2004, 21-22.

[14] Platonov DV, Minakov AV, Dekterev DA. The study of the influence of stabilizing devices on the pressure pulsations at the free discharge of water through the turbine. **DOI:** http://dx.doi.org/10.1051/matecconf/201711506002.

[15] Goyal R, Cervantes MJ, Gandhi BK. Vortex rope formation in a high head model Francis turbine. Journal of Fluids Engineering. 2017 1;139(4):041102. **DOI:** https://doi.org/10.1115/1.4035224.

[16] Goyal R, Gandhi BK, Cervantes MJ. Transient Pressure Measurements in the Vaneless Space of a Francis Turbine during Load Acceptances from Minimum Load. InJournal of Physics: Conference Series 2018; 1042(1), 012009. IOP Publishing. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1742-6596/1042/1/012009.

[17] Goyal R, Gandhi BK, Cervantes MJ. Experimental investigation on a high head Francis turbine model during shutdown operation. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019; 240 (2), 022028. IOP Publishing. **DOI:** https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/2/022028.

[18] Goyal R, Cervantes MJ, Gandhi BK. Synchronized PIV and pressure measurements on a model Francis turbine during start-up. Journal of Hydraulic

Quantification. 2019;4(1):011003. **DOI:** https://doi.org/10.1115/1.4043965.