

بررسی تجربی - عددی تأثیر تزریق هوا و آب بر نوسانات گرداب توربین فرانسیس

مسعود شفا

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، ایران،
masoud.shafa.mech@gmail.com

ابراهیم حاجی دولو*

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، ایران،
hajidae@scu.ac.ir

علیرضا ریاسی

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه تهران، ایران،
ariasia@ut.ac.ir

امیرحسام سجادی نیا

فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، ایران،
amirhesam.sajadinia1992@gmail.com

چکیده

در این مقاله اثرات طناب گرداب در لوله مکش توربین فرانسیس یکی از نیروگاه‌های کشور به صورت تجربی و عددی مورد مطالعه قرار گرفت. ابتدا اطلاعات تجربی واحد در چهار ظرفیت تولیدی به مقادیر ۲۲/۵۲، ۴۵/۷۴، ۶۸/۷۳ و ۸۵/۶۰ مگاوات توسط فشارسنج در فاصله ۳/۱۹۹ متر پایین‌تر از چرخ استخراج شد و با استفاده از تبدیل فوریه سریع مشخص گردید که در ظرفیت ۴۵/۷۴ مگاوات بیشترین نوسانات فشار وجود دارد. سپس شبیه‌سازی عددی کل توربین با استفاده از حل گذرا و مدل توربولانسی SAS-SST در حالت‌های مختلف انجام گردید. اثرات کاهش نوسانات گرداب در پنج حالت تزریق یعنی ۱/۵ و ۳ درصد فقط آب، ۱ و ۲ درصد فقط هوا و حالت تزریق همزمان آب و هوا (۳ درصد آب و ۲ درصد هوا) مورد بررسی قرار گرفت. همچنین الگوریتمی جهت بهینه‌سازی پارامتر حاصل‌ضرب بازده در ضریب بازیافت فشار بر دامنه قله به قله نوسانات در شرایط مختلف تزریق آب و هوا ارائه شد. نتایج نشان داد حالت تزریق همزمان ۱/۵۸ درصد آب و ۰/۰۲ درصد هوا نسبت ذکر شده، بیشینه بوده و بهینه‌ترین حالت جهت بهره‌برداری می باشد. **واژه‌های کلیدی:** توربین فرانسیس؛ نوسانات فشار؛ شبیه‌سازی عددی؛ محفظه حلزونی؛ لوله مکش؛ گرداب.

Experimental-numerical investigation of the air and water injection effect on francis turbine vortex fluctuations

M. Shafa Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran.
E. Hajidavalloo Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran.
A. R. Riasi School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran.
A. H. Sajadinia Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

Abstract

In this article, the effects of the vortex rope in the Francis turbine draft tube in one of Iran hydropower plant are studied experimentally and numerically. First, the experimental results of the unit at four operational loads of 22.52, 45.74, 68.73 and 85.60 MW was extracted by a pressure gauge which is located at a distance of 3.199 meters below the runner. According to the fast fourier transform, the load with a power of 45.74 MW had the most pressure fluctuations. Then numerical simulation of the whole turbine at different condition was performed using transient solution and SAS-SST turbulence model. At five injection condition namely 1.5% and 3% only water, 1% and 2% only air, and the combined injection of water and air (3% water and 2% air) order of vortex fluctuations were investigated. Also, an algorithm to optimize the parameter of efficiency multiplication in the pressure recovery coefficient over the peak-to-peak amplitude of fluctuations at different air and water injection was presented. The results showed that injection with 1.58% of water and 0.02% of air, cause the mentioned ratio to be maximum, which is the most optimal condition of operation.

Keywords: Francis Turbine; Pressure fluctuations; Numerical simulation; Spiral case; Draft tube; Vortex.

۱- مقدمه

استفاده از شبیه‌سازی، توربین فرانسیس را در مقیاس واقعی مدل‌سازی کردند. در هندسه مورد استفاده آنان، لوله مکش ساده‌سازی شده بود. نتایج کار در دو حالت بار جزئی (۷۰٪ دبی طراحی) و بهترین نقطه کارایی بررسی گشت. آنان تزریق آب را از دو مکان مرکز چرخ^۱ و پیرامون لوله مکش انجام دادند. در حالت بار جزئی دامنه نوسانات فشار ۸٪ بود؛ در حالی که همین پارامتر برای بهترین نقطه کارایی کمتر از ۱٪ شد. تزریق آب با دبی‌های ۴٪ و ۶٪ دبی کل از مرکز چرخ انجام گشت که در حالت بار جزئی به ترتیب ۴۰٪ و ۷۵٪ دامنه نوسان را کاهش داد؛ در حالی که برای شرایط مشابه و تزریق از پیرامون، نتیجه

در دو دهه اخیر، تلاش‌های بسیاری در جهت استفاده از انرژی آب در سطح کشور صورت گرفته و در این راستا نیروگاه‌های آبی متعددی به ویژه در استان خوزستان به مرحله بهره‌برداری رسیده‌اند [۱]. علی‌رغم تمامی این تلاش‌ها و موفقیت‌های به‌دست آمده، فناوری نیروگاه‌های آبی به خصوص در زمینه کاهش نوسانات، مورد توجه چندانی قرار نگرفته است. بنابراین، هر گونه کوشش در این راستا می‌تواند گامی بزرگ در جهت توسعه صنعت توربین آبی محسوب گردد [۲،۱].

مطالعات متعددی به منظور بررسی عوامل مؤثر بر کارکرد توربین‌های فرانسیس صورت گرفته است. التیمی و همکاران [۳] با

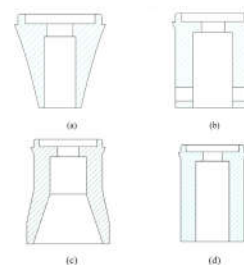
* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: hajidae@scu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۱۲

تاریخ پذیرش: ۲۰۲۳/۰۱/۰۱

^۱ Runner

مطلوبی حاصل نگشت. ستوده و همکاران [۴] به روش عددی و با استفاده از نرم افزار CFX اثرات تغییرات بار را در توربین فرانسویس مورد مطالعه قرار دادند. آنها از پروژه فرانسویس ۹۹ مربوط به دانشگاه NTNU^۱ جهت شبیه سازی استفاده کردند. مدل توربولانس مورد استفاده SAS-SST (مدل SAS بر پایه SST k- ω) بود. گام زمانی حل، ۳ درجه گردش چرخ (۰/۰۱۵ ثانیه) در نظر گرفته شد. حداکثر خطای پیش بینی سرعت محوری در بهترین نقطه کارایی ۱۵٪ بود. سرعت بازشدگی پره راهنما ۳/۱۲ درجه در ۲/۵ ثانیه لحاظ گشت. ایشان با توجه به مشاهدات رژیم های حاکم را به ۵ حالت تقسیم کردند. سو و همکاران [۵] با استفاده از شبیه سازی، اثر تغییر هندسه مخروطی چرخ^۲ توربین فرانسویس را بر کاهش نوسانات فشار بررسی کردند. شرایط کار آنها در ۶۰٪ دبی طراحی و با استفاده از نرم افزار CFX بود. از توربین شرکت هاربین^۳ برای صحت سنجی استفاده گشت. چهار هندسه مورد بررسی در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- چهار هندسه مورد استفاده توسط سو و همکاران [۵]

هر چهار هندسه، فرکانس چرخش گرداب را ۲۸٪ فرکانس چرخش چرخ نشان دادند. هندسه C بهترین اثر را در کاهش دامنه نوسانات فشار داشت. یو و همکاران [۶] با استفاده از شبیه سازی و با اصلاح مخروطی چرخ اثر این پدیده را بر کاهش نوسانات توربین بررسی کردند. آنان از نرم افزار CFX و مدل توربولانسی PANS^۴ استفاده نمودند. شبیه سازی در دو عدد کاویتاسیون^۵ (۰/۱۲ و ۰/۰۳) انجام شد. تغییر هندسه با ایجاد شیار روی مخروطی چرخ صورت گرفت. در حالت عدد کاویتاسیون ۰/۱۲، کاویتاسیون رخ نداد و شیار باعث کاهش ۳۵ درصدی دامنه نوسانات بدون تغییر در فرکانس گشت. همچنین در عدد کاویتاسیون ۰/۰۳ کاویتاسیون اتفاق افتاد که با افزودن شیار دامنه کاویتاسیون و گرداب به ترتیب ۸۰ و ۳۷ درصد کاهش داشت. در این حالت نیز افزودن شیار تأثیری بر تغییر فرکانس گرداب نداشت.

گاریلو و همکاران [۷] تأثیر روش های مختلف توربولانسی در پیش بینی گرداب را به صورت عددی بررسی نمودند. آنها از پروژه توربین فرانسویس ۹۹ جهت صحت سنجی استفاده کردند. شرایط حل ۳۵٪ دبی (در بار جزئی) و با استفاده از روش MRF بود. سه روش توربولانسی f- τ ، RSM (SSG) و هیبریدی^۶ (LES-f) مورد استفاده

قرار گرفت. نتایج نشان داد دو روش RSM و هیبریدی دقت بیشتری در پیش بینی رفتار نوسانات فشار دارند. محمدی [۸] در رساله دکترای خود با استفاده از شبیه سازی، اثر روش های توربولانسی مختلف در شبیه سازی گرداب را بررسی کرد. این کار با استفاده از نرم افزار Fluent و در سه هندسه (تقارن محوری دوبعدی، دیفیوزر مستقیم و واقعی) با توجه به نتایج تجربی پروژه فلیندت^۷ انجام شده است. روش های آشفتگی مورد بررسی k- ϵ ، SST k- ω ، RNG، RSM، k- ϵ Realizable و DES بودند. بهترین روش برای هندسه های تقارن محوری دوبعدی و واقعی SST k- ω و در هندسه دیفیوزر مستقیم k- ϵ تعیین گشت.

محمدی و همکاران [۹] در کار عددی دیگر اثر دو روش مختلف انتخاب نازل تزریق آب برای کاهش نوسانات فشار توربین فرانسویس نیروگاه مارون را بررسی کردند. تزریق آب از مخروطی چرخ انجام شد و روش های مورد بررسی بر اساس دو معیار بودند: ۱- افت کلی لوله مکش، ۲- نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار.

ضریب بازیافت فشار (C_p) به صورت رابطه (۱) تعریف می شود:

$$C_p = \frac{\left(\frac{P}{\rho} + gz\right)_{outlet} - \left(\frac{P}{\rho} + gz\right)_{inlet}}{\frac{Q^2}{2A_{inlet}^2} \left[1 - \left(\frac{A_{inlet}}{A_{outlet}}\right)^2\right]} \quad (1)$$

در رابطه (۱) پارامترهای Q ، p ، ρ ، z ، A به ترتیب فشار، چگالی، دبی، ارتفاع و مساحت هستند. همچنین اندیس inlet و outlet نشانگر ورودی و خروجی می باشند. روش دوم در قطر نازل ۳۳٪ بیشتر، موجب کاهش ۱۶/۳٪ دامنه نوسان نسبت به روش اول گشت. محمدی و همکاران [۱۰] با استفاده از شبیه سازی عددی اثر تزریق آب و هوا به ترتیب از مخروطی چرخ و دیواره لوله مکش را بر کاهش نوسانات توربین بررسی کردند. شبیه سازی مربوط به دبی های عبوری ۶/۶٪، ۸/۶٪ و ۱۰٪ بهترین حالت کارایی بود. در بار ۶۶٪ تزریق هوا باعث افزایش افت می شد و تنها ترکیب تزریق با آب این حالت را بهبود می بخشد. ملاحظه گشت در بارهای ۸/۶٪ و ۱۰٪ تزریق هوا به تنهایی کافی است. نتایج ۳ حالت کارکرد نشان داد که تزریق بازده توربین را تا ۴/۳٪ افزایش می دهد. بازده توربین فرانسویس η با رابطه (۲) تعریف می گردد:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{mechanical}}{\dot{W}_{hydraulic}} = \frac{T\omega}{\rho g Q H} \quad (2)$$

در رابطه (۲)، $\dot{W}_{mechanical}$ ، $\dot{W}_{hydraulic}$ ، T و H به ترتیب توان مکانیکی، توان هیدرولیکی، گشتاور و هد می باشند.

آریسپ و همکاران [۱۱] به صورت تحلیلی به بهینه سازی ابعاد زانویی لوله مکش پرداختند. لوله مکش مورد استفاده مربوط به پروژه گم^۸ دانشگاه EPFL بود. سه منحنی مورد استفاده برای بهینه سازی عبارتند از: ۱- مارپیچی لگاریتمی، ۲- کمان دایروی، ۳- مارپیچی هذلولوی. که در ۴ روش لگاریتمی، هذلولوی-هذلولوی، دایروی-هذلولوی و لگاریتمی-هذلولوی به کار گرفته شدند. نتایج کار آنها نشان داد بیشترین بازده مربوط به روش هذلولوی-هذلولوی با ۹۴/۶۴٪ بود. همچنین کمترین افت در حالت لگاریتمی با ۲۱/۲۷٪ اتفاق افتاد. سلبیوگلو و همکاران [۱۲] با استفاده از شبیه سازی توربین نیروگاه

¹ Norges teknisk-naturvitenskaplige universitet

² Runner cone

³ Harbin

⁴ Partially averaged navier stokes

⁵ Cavitation number

⁶ Hybrid

⁷ Flindt project

⁸ Gamm

۲- مبانی و روش‌ها

۲-۱- بیان مسئله

پیشرفت سریع صنعت نیاز بشر به تولید انرژی برق آبی را افزایش داده است. توربین‌های فرانسسیس در نیروگاه‌های آبی یکی از مهم‌ترین اجزای فرآیند تولید الکتریسیته هستند که هنگام کار در بار کامل، بهترین نقطه کارایی و مناسب‌ترین عملکرد را دارند. ولی در بار جزئی جریان و بروز خلاءهای موضعی، طناب گردابی در لوله‌مکش تشکیل می‌گردد که سبب ارتعاش سیستم و آثار تخریبی در درازمدت می‌شود. همچنین، پدیده تشدید و کاویتاسیون از آثار مضر دیگر حالت کارکرد بار جزئی هستند که هزینه تعمیر و نگهداری نیروگاه‌های آبی را تا حد زیادی افزایش می‌دهند. روش‌های کنترل گرداب به دو دسته کلی فعال و منفعل تقسیم می‌گردند. روش‌های فعال^۷ شامل تزریق آب، تزریق هوا و تزریق ترکیبی از این دو ماده می‌باشند. در مقابل، از مهمترین روش‌های منفعل^۸ می‌توان به جداکننده‌های جریان، دریچه‌های میرا و شیر بر روی لوله‌مکش اشاره نمود. در کار پیش رو اثر کاهش نوسانات در لوله‌مکش توربین فرانسسیس با استفاده از روش‌های فعال (تزریق آب و هوا) مورد بررسی قرار می‌گیرد [۱۶].

۲-۲- معادلات حاکم

همان‌طور که در پیشینه پژوهش توضیح داده شد، تزریق آب و هوا از روش‌های مرسوم جهت کنترل گرداب است که در کار حاضر نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد. به دلیل وجود فازهای مایع و گاز به طور همزمان، بایستی از مدل‌های دوفازی استفاده شود. مدل‌های دوفازی بر اساس نحوه حل معادلات، به دو دسته کلی روش‌های همگن^۹ و ناهمگن^{۱۰} تقسیم می‌گردند. در روش‌های همگن فرض اساسی این است که فازها نسبت به هم لغزشی ندارند و در نتیجه با یک سرعت حرکت می‌کنند. در نتیجه معادلات اساسی فقط یک بار با خواص ترکیبی فازها حل می‌شوند، حال آنکه در مدل‌های ناهمگن معادلات برای هر فاز جداگانه حل می‌گردند و عبارات از طریق جملات اصلاحی با هم مرتبط می‌گردند.

دو دیدگاه اویلری - اویلری و اویلری - لاگرانژی در تزریق آب یا هوا وجود دارد. در دیدگاه اویلری ذرات سیال در حین حرکت دنبال نمی‌شوند بلکه حرکت آنها هنگامی که از نقاط مختلف میدان عبور می‌کنند، مورد ملاحظه و مطالعه قرار می‌گیرد؛ در نتیجه، در دیدگاه اویلری می‌توان تمام پارامترهای سیال و یا جریان را به صورت تابعی از سه متغیر مستقل مکانی و یک متغیر زمانی بیان کرد. در دیدگاه اویلری-لاگرانژی جریان به صورت فاز پراکنده شونده در فاز پیوسته مدل می‌شود. روش ردیابی ذرات از طریق چشم ناظری که با یک ذره حرکت می‌کند تحقق می‌یابد و پارامترهای آن را در هر موقعیت مکانی و زمانی تعیین می‌کند. در کار حاضر با توجه به پیشنهاد مرجع [۱۴] از مدل همگن و روش اویلری-لاگرانژی جهت حل استفاده می‌گردد. در این حالت کسر حجمی برای فاز α با کمیت r_α تعریف

کپز^۱ ترکیه را بهینه کردند. در این کار از نرم‌افزار CFX و مدل توربولانسی SST k- ω استفاده گشت. آنان با تقسیم چرخ به ۵ قسمت و تغییر زوایا و ضخامت‌ها توربین را مدل کردند. سرانجام حالتی که کمترین نرخ کاویتاسیون اتفاق افتاد به عنوان حالت بهینه انتخاب گشت و هیل چارت با استفاده از ۳۳ حالت ترسیم شد. چنگ و همکاران [۱۳] در کاری عددی، دو پارامتر جدید را برای شناسایی طناب گرداب بیان کردند. آنان از نرم‌افزار CFX و مدل توربولانسی VLES^۲ جهت شبیه‌سازی استفاده نمودند. این مدل روشی هیبریدی بین LES و k- ω استاندارد است. دو پارامتر ابداعی نویسندگان، در مورد مشتق سرعت در شعاع (G) و عدد قدرت گرداب (V_s) به ترتیب با روابط (۳) و (۴) نشان داده شده‌اند.

$$G(r) = \frac{f'(r) \times f''(r)}{\int_0^R f''(r) dr} \quad (3)$$

$$V_s = \int_0^R |G(r)| dr \quad (4)$$

آنان بیان کردند هر دو پارامتر مذکور با قدرت گرداب رابطه مستقیم دارند. نتایج شبیه‌سازی آنها برای دو نوع توربین A و B به ترتیب با قطر چرخ متفاوت ۳۵۰ و ۵۰۰ میلی‌متر نشان داد که پارامترهای G و V_s برای توربین A که گرداب بزرگ‌تری داشت بیشتر بود، که صحت عملکرد پارامترهای مذکور را نشان می‌داد. پیتوراک [۱۴] در پایان نامه خود به بررسی اثر تزریق هوا بر کاهش نوسانات توربین فرانسسیس پرداخت. وی از پروژه فرانسسیس ۹۹ استفاده کرد و تزریق هوا از مرکز چرخ انجام گشت. نتایج کار او نشان داد دامنه نوسانات فشار با تزریق ۱ درصد هوا حدوداً ۵۰ درصد کاهش داشت.

آیانکیک و همکاران با شبیه‌سازی، طراحی و بهینه‌سازی چرخ توربین فرانسسیس را بررسی کردند. نتایج ایشان نشان داد بهینه‌سازی با مدل‌های جانشین^۳ می‌تواند زمان فرآیند طراحی را نسبت به روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی تا مقدار ۸۹/۱۳٪ کاهش دهد [۱۵].

همان‌طور که از مرور مقالات ارائه شده بر می‌آید، فرآیندهای متفاوتی جهت کاهش نوسانات توربین فرانسسیس ارائه شده است. هدف از انجام تحقیق حاضر پیدا کردن روشی مناسب برای به حداقل رساندن نوسانات توربین فرانسسیس است.

در کار حاضر ابتدا با استفاده از نتایج تجربی واحد چهارم نیروگاه دز (چهار بار تولیدی) حالت بهینه نوسانات استخراج می‌شود، سپس اثرات حالات تزریق آب و هوا به طور جداگانه و ترکیبی بر مبنای دینامیک سیالات محاسباتی بررسی می‌گردد. در نهایت بهینه‌ترین حالت بهره‌برداری طبق الگوریتمی که در ادامه مقاله تشریح می‌شود معرفی می‌گردد. برای حل از نرم‌افزار CFX و برای بهینه‌سازی از برنامه آپسایت^۴ استفاده شده است. همچنین جهت ترسیم هندسه و شبکه‌بندی به ترتیب نرم‌افزارهای سالیدورک^۵ و توربوگرید^۶ به‌کار رفته‌اند.

¹ kepez

² Very large eddy simulation

³ Surrogate model

⁴ Isight

⁵ Solidworks

⁶ Turbogrid

⁷ Active

⁸ Passive

⁹ Homogeneous

¹⁰ Inhomogeneous

می‌گردد. پارامتر r_α مابین ۰ تا ۱ متغیر است. اگر سلول از فاز α خالی گردد، متغیر r_α به سمت صفر میل می‌کند و در مقابل با پر شدن سلول از فاز α ، پارامتر r_α به ۱ نزدیک می‌شود. همچنین β نشانگر فاز پراکنده هست. اگر تعداد فازها N_p تا باشد، معادله پیوستگی فاز اولی با رابطه (۵) نشان داده می‌شود:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \times (\rho_m U) = S_{MS\alpha} + \Gamma_{\alpha\beta} \quad (5)$$

در رابطه (۵)، پارامترهای $S_{MS\alpha}$ ، $\Gamma_{\alpha\beta}$ و ρ_m به ترتیب جمله چشمه، چگالی مخلوط و انتقال جرم به فاز پیوسته می‌باشند. کمیت ρ_m با رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$\rho_m = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \rho_\alpha \quad (6)$$

همچنین معادله پیوستگی کسر حجمی طبق عبارت (۷) باید برقرار باشد:

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha = 1 \quad (7)$$

معادله مومنتوم فقط یک بار به صورت کلی طبق معادله (۸) حل می‌گردد.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U) + \nabla \cdot \{ \rho U \times U - \mu_m [\nabla U + (\nabla U)^T] \} = -\nabla p + S_M + S_p \quad (8)$$

در رابطه (۸)، کمیت‌های S_M ، μ_m و S_p به ترتیب جمله چشمه، ویسکوزیته مخلوط و انتقال مومنتوم فاز پراکنده هستند. برای محاسبه پارامتر μ_m از رابطه (۹) استفاده می‌شود:

$$\mu_m = \sum_{\alpha=1}^{N_k} r_\alpha \mu_\alpha \quad (9)$$

حال معادلات فاز پراکنده ذکر می‌گردد. معادله مومنتوم فاز پراکنده طبق رابطه (۱۰) است:

$$m_p \frac{dU_p}{dt} = F \quad (10)$$

که در آن کمیت F مربوط به نیروهای وارده است و خود با عبارت (۱۱) نشان داده می‌شود:

$$F = F_D + F_B + F_R + F_{VM} + F_P \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، کمیت‌های F_D ، F_B ، F_R ، F_{VM} و F_P به ترتیب نیروی پسا، شناوری، چرخش، جرم مجازی و گرادیان فشار هستند.

همچنین جهت مدل‌سازی توربولانس از روش SAS-SST مطابق پیشنهاد مرجع [۴] استفاده شده است. معادلات انتقال مدل SAS-SST به‌کار رفته به‌صورت روابط (۱۲) تا (۱۴) محاسبه می‌شود.

با توجه به رابطه (۱۳)، معادلات مدل SAS-SST تنها به خاطر اضافه شدن جمله Q_{SAS} در معادله انتقالی فرکانس گردابه ω ، با معادلات RANS (SST k- ω) تفاوت دارند. همچنین پارامترهای σ_ω و $\sigma_{\omega,2}$ در معادله انتقالی ω ، مقادیر مرتبط با رژیم K- ϵ در مدل SST می‌باشند.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = G_k - \rho c_\mu k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (12)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \omega) = \alpha \frac{\omega}{k} G_k - \rho \beta \omega^2 + Q_{SAS} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (13)$$

$$\sigma_\omega = 1, \quad \sigma_{\omega,2} = \frac{2}{3} \quad (14)$$

عبارت Q_{SAS} با رابطه (۱۵) بیان می‌گردد:

$$Q_{SAS} = \max[\rho \eta_2 k S^2 \left(\frac{L}{L_{vk}} \right)^2 - C \cdot \frac{2\rho k}{\sigma_\phi} \max\left(\frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \frac{1}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right), 0] \quad (15)$$

پارامترهای L ، L_{vk} و S به ترتیب مقیاس طول، مقیاس طول فون کارمن و ثابت اسکالر تانسور نرخ کرنش می‌باشند. مقادیر ثابت‌ها مطابق رابطه (۱۶) به دست می‌آیند:

$$\eta_2 = 3.51, \quad \sigma_\phi = \frac{2}{3}, \quad C = 2 \quad (16)$$

برای بررسی میزان همگرایی شبکه از معیار شاخص همگرایی شبکه GCI^1 استفاده شده است. مقدار GCI طبق معادله (۱۷) به دست می‌آید:

$$GCI^{21} = \frac{F_s \cdot e_a^{21}}{r_{21}^p - 1}, \quad GCI^{32} = \frac{F_s \cdot e_a^{32}}{r_{32}^p - 1} \quad (17)$$

در معادله ذکر شده F_s فاکتور ایمنی بوده و مقدار ثابت ۱/۲۵ را دارد. همچنین پارامترهای r ، e_a و p به ترتیب خطای نسبی، ضریب کوچک‌سازی و مرتبه دقت می‌باشند.

از روش کریگینگ^۲ جهت مدل‌جانشینی استفاده شده است [۱۵]. در این روش مقدار توابع هدف در نقاطی از فضای طراحی که نمونه‌گذاری نشده‌اند به کمک جمع دو تابع محاسبه یا مدل چند جمله‌ای و انحرافات^۳ به دست می‌آید که طبق رابطه (۱۸) تعریف می‌گردد [۱۸]:

$$y = f(x) + Z(x) \quad (18)$$

در این معادله، تابع $f(x)$ بر پایه مدل رگرسیون است که تغییرات اساسی را در فضای نمونه تخمین می‌زند. $Z(x)$ تابعی برای مدل‌سازی انحرافات در فضای نمونه است. $Z(x)$ مدلی از فرآیند تصادفی با میانگین صفر، واریانس σ^2 و ماتریس کوواریانس^۴ به شکل معادله (۱۹) است.

$$\text{Cov}[Z(x_i), Z(x_j)] = \sigma^2 \mathfrak{R}([R(x_i, x_j)]) \quad (19)$$

در این معادله \mathfrak{R} ماتریس همبستگی و $R(x_i, x_j)$ تابع همبستگی است. توابع نمایی، گاوسی، ماترن خطی^۵ و ماترن درجه سوم^۶ از جمله توابع همبستگی مورد استفاده در روش کریگینگ است. در این مطالعه از تابع همبستگی گاوسی به شرح معادله (۲۰)، برای تشکیل مدل کریگینگ استفاده شده است.

$$\text{Corr}(x_i, x_j) = \prod e^{-\theta_k |x_{ik} - x_{jk}|^2} \quad (20)$$

الگوریتم استفاده شده برای بهینه‌سازی، ژنتیک رتبه‌بندی نامغلوب^۷ است [۱۵]. الگوریتم ژنتیک یکی از الگوریتم‌های اکتشافی حل مسئله است که از مدل‌سازی زیستی جمعیت جانداران به وجود آمده است. در این الگوریتم، خصوصیات نسل جانداران به مقدار توابع هدف و بهبود در خصوصیات نسلی در پی گذشت زمان تشبیه و ظهور

¹ Grid Convergence Index

² Kriging

³ Departures

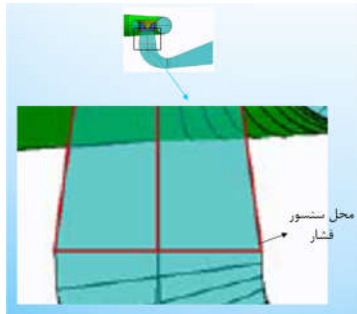
⁴ Variance

⁵ Covariance Matrix

⁶ Matren Linear

⁷ Matern Cubic

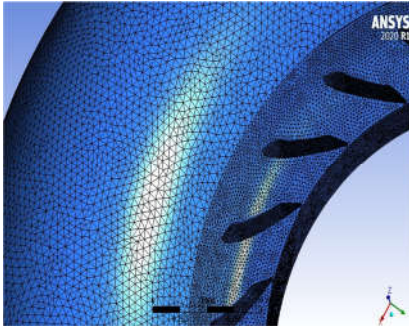
⁸ Non dominated sorting genetic algorithm II



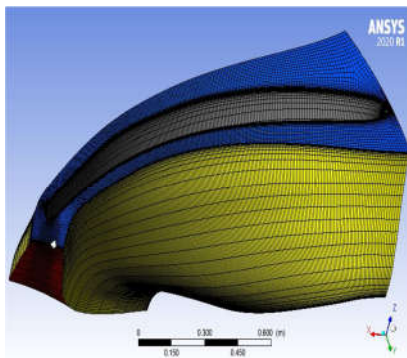
شکل ۲- محل حسگر فشار در واحد چهار نیروگاه دز [۲۰]



شکل ۳- اسکن‌گیری سه‌بعدی از چرخ



شکل ۴- شبکه‌بندی محفظه‌حلزونی و پره‌های ثابت



شکل ۵- شبکه‌بندی کلی چرخ نیروگاه دز

نسل‌های جدید از آمیزش نسل‌های جدید توسط آمیزش نسل‌های قبلی به بهبود در مقدار توابع هدف مانند شده است [۱۹].

۳-۲- اعتبارسنجی

در این بخش نتایج تجربی نوسانات فشار در واحد چهارم نیروگاه دز جهت اعتبارسنجی با نتایج عددی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. مشخصات واحد چهارم نیروگاه دز به شرح جدول ۱ است. قابل ذکر است واحدهای نیروگاه دز ۶۵ مگاواتی می‌باشند که با پروژه بهینه‌سازی‌ای که جدیداً روی آنها صورت گرفته، توان برخی واحدها و از جمله واحد ۴ که در مقاله مطالعه می‌شود به ۹۰ مگاوات افزایش یافته‌است.

جدول ۱- مشخصات توربین واحد چهار نیروگاه دز

پارامتر	مقدار
سرعت زاویه‌ای چرخ (rpm)	۲۵۰
تعداد پره‌های ثابت	۲۰
تعداد پره‌های راهنما	۲۰
تعداد تیغه چرخ	۱۷
چگالی آب (kg/m^3)	۹۹۸/۲۲
ثابت جاذبه (m/s^2)	۹/۷۹

حالت بهترین نقطه کارایی واحد چهار نیروگاه دز، در بازشدگی ۱۳/۸۶ درجه پره‌های راهنما با دبی و هد به ترتیب ۴۰/۴۶ مترمکعب بر ثانیه و ۱۵۴/۳۸ متر اتفاق می‌افتد. همچنین ناحیه عملکرد توربین در دبی ۲۲ تا ۶۲ متر مکعب بر ثانیه و هد ۱۱۵ تا ۱۸۸ متر است. با استفاده از فشارسنج ساخت شرکت امرن^۱ با دقت داده‌برداری ۰/۲ ثانیه، داده‌های تجربی در فاصله ۳/۱۹۹ پایین‌تر از چرخ و در انتهای مخروطی لوله‌مکش نزدیک دیواره استخراج گردید. هر چند که دقت داده‌برداری پایین می‌باشد ولی برای مشاهده فرکانس گرداب کافی است. شکل ۲ محل سنسور فشار را نشان می‌دهد. هندسه سه‌بعدی چرخ توسط اسکن سه‌بعدی قابل حمل برای شبیه‌سازی (مدل اتوس‌کر^۲ سازنده شرکت گم^۳) استخراج شد. هندسه سایر قسمت‌ها با استفاده از نقشه‌های موجود ترسیم گشت. شکل ۳ نحوه اسکن‌گیری سه‌بعدی از چرخ را نشان می‌دهد. در قسمت ورودی محفظه‌حلزونی تا انتهای پره‌های ثابت به دلیل هندسه نامتقارن از شبکه نامنظم مثلثی، مطابق شکل ۴ استفاده شده است. در سایر قسمت‌ها شبکه استفاده شده کاملاً ۶ وجهی و منظم است. شکل ۵ شبکه‌بندی در چرخ را نشان می‌دهد.

برای اطمینان از نتایج هر شبیه‌سازی ابتدا باید نتایج به‌دست‌آمده با داده‌های تجربی مقایسه گردند تا از صحت روش عددی مورد استفاده اطمینان حاصل گردد. نمونه‌گیری در ۴ حالت هیل چارت مطابق جدول ۲ انجام شده است که حالت دوم با بازشدگی ۱۱/۹۹ درجه دارای بیشترین نوسانات بود. قابل‌ذکر است دبی در این حالت ۳۳/۸۲ متر مکعب بر ثانیه و بار توربین جزئی است. شکل ۶ نتایج تحلیل فوریه سریع را در حالت دوم نمونه‌گیری نشان می‌دهد.

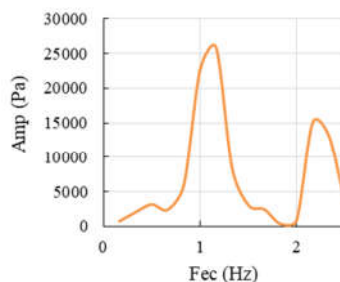
^۱ Omron

^۲ Atos core

^۳ Gom company

جدول ۲- چهار حالت نمونه‌گیری فشار از واحد چهار نیروگاه دز

مقدار بازشدگی پره راهنما (درجه)	توان (MW)	شماره نمونه‌گیری
۷/۰۶	۲۲/۵۲	حالت اول
۱۱/۹۹	۴۵/۷۴	حالت دوم
۱۷/۷۸	۶۸/۷۳	حالت سوم
۲۳/۵۳	۸۵/۶۰	حالت چهارم



شکل ۶- نتایج تحلیل فوریه سریع در حالت دوم نمونه‌گیری

همان‌طور که از این شکل مشخص است بیشینه نوسانات فشار در نقطه با فرکانس ۱/۱ هرتز حول محور چرخ و دامنه ۲۴۹۶۴/۱ پاسکال اتفاق می‌افتد. با توجه به این‌که فرکانس چرخ واحد چهارم نیروگاه دز، ۴/۱۷ هرتز است، طبق محاسبات هوسوی^۱ فرکانس گرداب باید در محدوده ۱/۰۲ تا ۱/۴۶ هرتز باشد که در تطابق با فرکانس ۱/۱ حاصل از نمونه‌گیری است [۲۱]. برای شبیه‌سازی دامنه از ابتدای محفظه حلزونی تا انتهای لوله مکش شبیه‌سازی شده است. شرط مرزی ورودی دبی جرمی و شرط مرزی خروجی فشار است. دبی جرمی ورودی از روی دبی حجمی در هیل چارت محاسبه می‌شود. حال آنکه فشار خروجی لوله مکش با توجه به سطح پایاب که داده‌های تجربی آن وجود دارند محاسبه می‌گردد. رابطه (۲۱) نحوه محاسبه فشار خروجی در لوله مکش را نشان می‌دهد. γ فاصله مرکز خروجی لوله مکش تا سطح پایاب، p_a و p_{outlet} به ترتیب فشار خروجی لوله مکش و اتمسفر هستند.

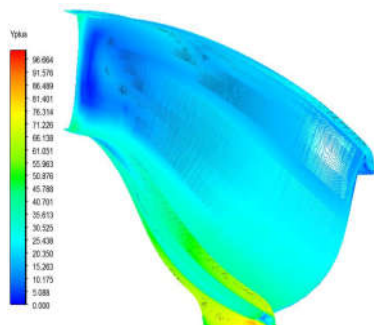
$$\frac{p_{outlet}}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + \gamma \quad (21)$$

فشار اتمسفر، ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال می‌باشد. مقادیر γ و p_{outlet} برای حالات بهترین نقطه کارایی و بار جزئی با استفاده از رابطه (۲۱)، مطابق جدول ۳ به دست می‌آیند.

به دلیل تقارن هندسه در پره راهنما و ثابت از شرط مرزی تناوبی در آنها استفاده شده و به جای کل تیغه فقط یکی حل می‌گردد. قابل ذکر است مقدار γ^+ در شبکه‌بندی چرخ مطابق پیشنهاد مرجع [۲۲]، ۳۰ می‌باشد. شکل کانتور γ^+ در دیواره چرخ را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است در اکثر نواحی γ^+ حدود ۳۰ است. همچنین با متوسط‌گیری سطحی γ^+ در نرم‌افزار مقدار دقیق آن برای جداره چرخ ۲۹/۱۱ محاسبه می‌شود که در تطابق بسیار خوب با شبکه‌بندی است.

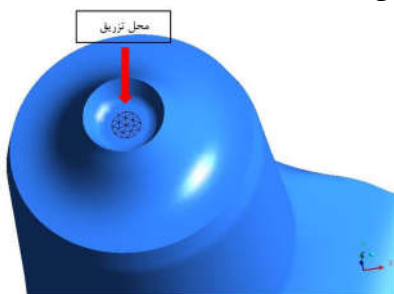
جدول ۳- مقادیر γ و p_{outlet} برای حالات بهترین نقطه کارایی و بار جزئی

p_{outlet} (Pa)	γ (m)	حالت کارکرد
۱۷۰۶۱۸/۲۶۱	۷/۰۷۸	بهترین نقطه کارایی
۱۶۸۷۶۰/۹۴۲	۶/۸۸۹	بار جزئی



شکل ۷- کانتور γ^+ در دیواره چرخ

شکل نحوه شبکه‌بندی نازل تزریق آب را نشان می‌دهد که به صورت بدون ساختار و مثلثی است. همچنین شرط مرزی تزریق آب، دبی جرمی می‌باشد.



شکل ۸- نحوه شبکه‌بندی نازل تزریق آب

برای بررسی استقلال از شبکه حل به صورت دایم انجام می‌شود و در بقیه حالات جریان گذرا می‌باشد. در کار حاضر از سه نوع شبکه درشت، متوسط و ریز مطابق جدول ۴ جهت استقلال از شبکه استفاده شده است.

جدول ۴- شبکه‌های مورد استفاده

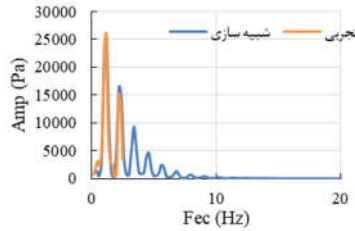
تعداد المان	نوع شبکه
۲۳۵۷۰۵۲	درشت
۴۷۰۱۱۰۵	متوسط
۹۳۸۰۲۲۱	ریز

جدول ۵ استقلال از شبکه پارامتر بازیافت فشار در بهترین نقطه کارایی و با معیار GCI را نشان می‌دهد. با توجه به این جدول پس از ریز کردن شبکه، مقدار نسبت به GCI_{21} به GCI_{32} یک هجدهم می‌شود و البته مقدار GCI_{21} در مقیاس یک ده هزارم (۰/۰۰۳) است که مطلوب می‌باشد.

جدول ۵- استقلال از شبکه پارامتر بازیافت فشار با معیار GCI

پارامترهای معیار GCI		
$R.F_3 = 0.3216$	$R.F_2 = 0.3010$	$R.F_1 = 0.2998$
$r_{32} = 1.2590$	$r_{21} = 1.2598$	$e_a^{32} = 0.0683$
$e_a^{21} = 0.0040$	$e_{ext}^{32} = 0.0043$	$e_{ext}^{21} = 0.0002$
$GCI_{32} = 0.0053$	$GCI_{21} = 0.0003$	

^۱ Hosoi



شکل ۱۱- مقایسه تحلیل فوریه سریع نتایج تجربی و حل عددی در بار جزیی

جدول ۶- خطای بازده و هد خالص در بار جزیی

پارامتر	درصد خطا
بازده	۰/۱۹
هد خالص	۸/۵۴

جدول ۷- خطای بازده و هد خالص در بهترین نقطه کارایی

پارامتر	درصد خطا
بازده	۰/۳۱
هد خالص	۶/۶۹

نسبت دامنه نوسانات فشار به فشار میانگین سیال برای بار جزیی و بهترین نقطه کارایی، به ترتیب ۳۲/۶۷ و ۷/۷۵ درصد محاسبه گشت.

۳- نتایج

نتایج به چهار قسمت تقسیم شده است. ابتدا با سنسورهای فشار دامنه فشار بیشینه در ۴ حالت بارگذاری مقایسه می شود. سپس، حالتی که بیشترین نوسانات را دارد، جهت کاهش نوسانات با تزریق آب از مرکز چرخ، هوا از بدنه لوله مکش و ترکیبی مورد مقایسه قرار می گیرد.

۳-۱- بررسی بار بحرانی

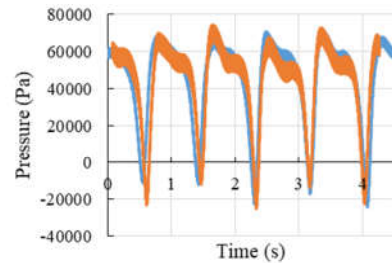
در این بخش مقاله چهار حالت بهره برداری جدول ۲ بررسی می گردند و حالتی که بیشینه نوسانات و بحرانی ترین حالت را دارد برای تزریق آب و هوا مورد استفاده قرار می گیرد. شکل ۱۲ دامنه نوسانات در چهار حالت بهره برداری را نشان می دهد. همان طور که از این شکل مشخص است دامنه نوسانات حالت دوم (توان ۴۵/۷۴ مگاوات) به وضوح از سایر نقاط بیشتر است. به خاطر اینکه معیار عددی مناسبی از دامنه فرکانس حالات مختلف به دست آید از مفهوم متوسط گیری کلی^۱ فرکانس طبق رابطه (۲۲) استفاده می شود [۲۴]:

$$\text{Overall} = \sqrt{\frac{\sum \text{amplitude}^2}{1.5}} \quad (22)$$

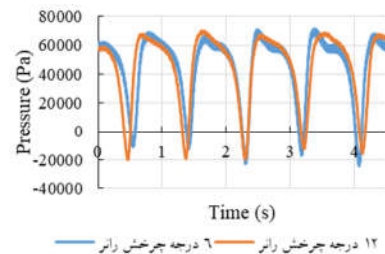
جدول ۸ دامنه متوسط گیری کلی نوسانات فشار در ۴ حالت بهره برداری را با هم مقایسه می کند. همان طور که از این جدول مشخص است، دامنه متوسط گیری کلی حالت دوم به ترتیب ۵/۰۷، ۱۲/۵۰ و ۱۸/۴۶ برابر نقاط اول، سوم و چهارم است. بدین علت با توجه به بحرانی بودن حالت دوم، این حالت بهره برداری برای کاهش نوسانات در قسمت های بعدی مقاله معیار قرار می گیرد. شکل طناب گرداب با معیار $\lambda_2 = 200$ در حالت دوم بهره برداری را نشان می دهد. با توجه به این شکل، در نقاط ورودی لوله مکش، گرداب لنگر کمتری دارد و هر

در ادامه استقلال از گام زمانی در حالت بار جزیی مورد بررسی قرار گرفت. مطابق پیشنهاد ژوست و لیپژ گام زمانی ۶ درجه گردش چرخ که برای نیروگاه دز ۰/۰۰۴ ثانیه است مبنای استقلال از گام زمانی قرار می گیرد و با ۱۲ و ۳ درجه گردش چرخ (۰/۰۰۸ ثانیه و ۰/۰۰۲ ثانیه) در حالت بار جزیی مقایسه می گردد [۲۳].

نتایج مقایسه گام زمانی ۳ و ۶ درجه گردش چرخ در شکل آمده اند. همچنین مقایسه گام زمانی ۶ و ۱۲ درجه گردش چرخ در نشان داده شده است. با توجه شکل های ذکر شده اختلاف نوسانات در رفتن از گام زمانی ۶ به ۳ درجه ناچیز است، به همین دلیل گام زمانی ۶ درجه برای ادامه حل انتخاب می گردد.



شکل ۹- مقایسه گام زمانی ۳ و ۶ درجه گردش چرخ

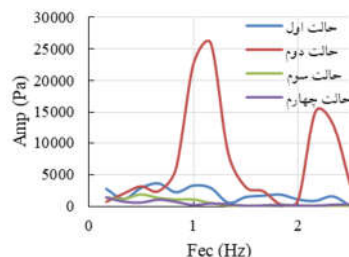


شکل ۱۰- مقایسه گام زمانی ۶ و ۱۲ درجه گردش چرخ

شکل مقایسه تحلیل فوریه سریع نتایج تجربی و حل عددی در بار جزیی با ۱۱/۹۹ درجه بازشدگی پره متحرک را نشان می دهد. همان طور که از این شکل مشخص است، خطای پیش بینی دامنه فرکانس گرداب و مکان آن به ترتیب ۱/۴۵ و ۸/۳۳ درصد است. روش دیگر اعتبارسنجی با استفاده از هیل چارت نیروگاه و استفاده از مقادیر بازده و هد خالص است. جدول ۶ و جدول ۷ به ترتیب خطای بازده و هد خالص را در بار جزیی و بهترین نقطه کارایی نشان می دهند. در هر دو جدول خطای بازده خیلی کوچک است حال آنکه خطای محاسبه هد خالص برای بار جزیی و بهترین نقطه کارایی به ترتیب ۸/۵۴ و ۶/۶۹ درصد می باشد.

¹ Overall

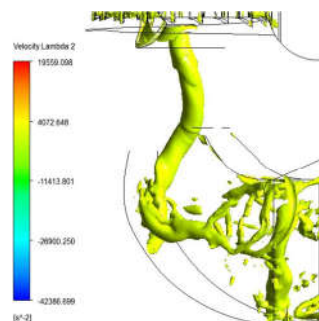
چه به سمت خروجی مخروطی و ورودی ناحیه زانویی آن حرکت می‌شود لنگر بیشتر می‌گردد که علت آن بروز نوسانات در جریان است.



شکل ۱۲- مقایسه دامنه نوسانات در چهار حالت بهره‌برداری

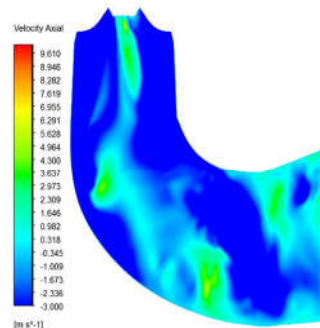
جدول ۸- مقایسه دامنه متوسط‌گیری کلی نوسانات فشار در ۴ حالت بهره‌برداری

پارامتر	دامنه متوسط‌گیری کلی نوسانات فشار (پاسکال)
حالت اول	۶۶۹۵/۰۰
حالت دوم	۳۹۹۷۵/۸۶
حالت سوم	۲۷۱۹/۱۴
حالت چهارم	۱۸۴۰/۳۴



شکل ۱۳- طناب گرداب با معیار -200 - 200 در حالت دوم

به منظور بررسی بهتر جریان، شکل کانتور سرعت محوری در ورودی لوله‌مکش برای حالت دوم بهره‌برداری را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است در نواحی مرکزی لوله‌مکش که طناب گرداب وجود دارد سرعت محوری افزایش می‌یابد که این به دلیل کم بودن مقدار فشار در این نواحی است.



شکل ۱۴- کانتور سرعت محوری در ورودی لوله‌مکش برای حالت دوم

۳-۲- تزریق آب

برای تزریق آب دو حالت ۱/۵ و ۳ درصد دبی حجمی ورودی انتخاب شده است. با توجه به پیشنهاد مرجع [۱۰] قطر نازل تزریق ۰/۵ برابر قطر مخروط چرخ تعیین می‌گردد. چون قطر مخروطی چرخ ۰/۵۹۴ متر است پس قطر تزریق آب ۰/۲۹۷ متر تعیین می‌گردد.

جدول ۹ دامنه قله به قله^۱ نوسانات (ΔH)، بازیافت فشار و بازده مؤثر (η^*) را در درصدهای مختلف تزریق آب مقایسه می‌کند. بازده مؤثر اثر توان اتلافی حاصل از تزریق آب یا گاز را بر بازده توربین (η) اعمال می‌کند. بازده مؤثر با رابطه (۲۳) معرفی می‌گردد [۲۵]:

$$\eta^* = \frac{T\omega}{\rho g Q H + \rho g Q_{air} H_{air} + \rho g Q_{water} H_{water}} \quad (23)$$

در رابطه ذکر شده پارامترها با اندیس air و water به ترتیب مربوط به تزریق هوا و آب هستند. همان‌طور که مشخص است، در حالت تزریق آب با ۱/۵ و ۳ درصد دامنه قله به قله به ترتیب ۲۸ و ۹ درصد نسبت به حالت بدون تزریق کاهش یافته است. همچنین با تزریق آب در دو حالت ۱/۵ و ۳ درصد بازیافت فشار به ترتیب ۳۵ و ۲۳ درصد افزایش می‌یابد. با اینکه به نظر می‌رسد به دلیل توان مورد نیاز برای تزریق آب درصد بازده مؤثر کاهش یابد ولی به دلیل کاهش گرداب، بازده مؤثر در دو حالت تزریق ۱/۵ و ۳ درصد آب افزایش می‌یابد. نتایج نشان داد با افزایش دبی نازل آب از ۳ درصد به بیشتر به دلیل بالافتن سرعت سیال و کاهش فشار کاویتاسیون در نزدیکی نازل اتفاق می‌افتد که مطلوب نیست.

جدول ۹- مقایسه دامنه قله به قله نوسانات، بازیافت فشار و بازده مؤثر

در حالات مختلف تزریق آب

درصد تزریق آب	دامنه قله به قله نوسانات (پاسکال)	بازیافت فشار	درصد بازده مؤثر
۰	۴۷۹۱۵/۰۸	۰/۳۹۸	۹۳/۵۲۶
۱/۵	۳۴۶۹۹/۱۸	۰/۵۳۷	۹۳/۵۷۷
۳	۴۳۴۸۹/۶۰	۰/۴۸۸	۹۳/۵۴۵

۳-۳- تزریق هوا

در این بخش مقاله اثر تزریق هوا بر کاهش نوسانات مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. هوادهی در قسمت میانی رینگ تخلیه اتفاق می‌افتد. این رینگ معمولاً تا ۵۰ سانتی متر پایین تر از ورودی لوله‌مکش ادامه دارد. رینگ تخلیه توربین دز از ارتفاع ۱۰۵۹/۲۵- میلی‌متر که ورودی لوله‌مکش است شروع می‌شود و تا ۱۷۹۰- میلی‌متر ادامه می‌یابد. به همین دلیل ارتفاع ۱۵۰۰- میلی‌متر جهت تزریق هوا انتخاب می‌گردد. به پیشنهاد مرجع [۸] از ۷۲ سوراخ و قطر ۱ سانتی‌متر جهت تزریق هوا استفاده شده است. جدول ۱۰ دامنه قله به قله نوسانات، بازیافت فشار و بازده مؤثر را در حالات مختلف تزریق هوا مقایسه می‌کند. همان‌طور که از نتایج مشخص است، دامنه قله به قله نوسانات برای تزریق ۱ و ۲ درصد دبی حجمی هوا نسبت به حالت بدون تزریق به ترتیب ۲۷ و ۲۸ درصد کاهش دارد. همچنین در تزریق ۱ و ۲ درصد هوا به ترتیب افزایش ۱۱ و ۵ درصدی بازیافت فشار مشاهده می‌گردد. قابل ذکر است، بازیافت فشار در تزریق هوا نسبت به حالات تزریق آب

¹ Peak to Peak Amplitude

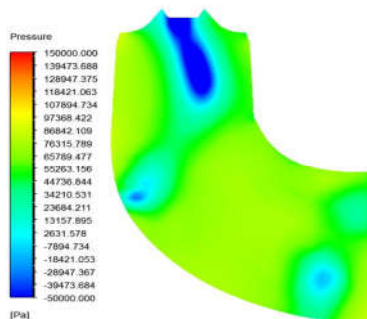
کمر است.

تزریق با $\phi = 0.078$ بوده است.

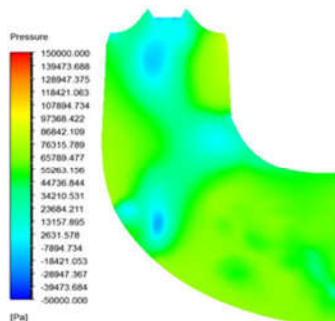
برای بررسی بهتر جریان شکل کانتور فشار گرداب در لوله مکش در حالت بدون تزریق (الف) و تزریق $1/5\%$ آب (ب) را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل در حالت بدون تزریق (الف) ناحیه آبی‌رنگ (محل گرداب) بسیار پررنگ‌تر و مجتمع‌تر است که نشانگر قوی‌تر بودن اثرات گرداب است. همچنین در قسمت (ب) ناحیه آبی، کم‌رنگ و پراکنده می‌باشد که به معنی ضعیف شدن اثرات گرداب در این حالت است و با تحلیل پارامتر ϕ تطابق کامل دارد. پس از بهینه‌سازی مقدار درصد تزریق آب و هوا به ترتیب $1/58$ و 0.02 به دست می‌آید. همچنین مقدار ϕ متناظر 0.0146 است که از کلیه حالات جدول ۱۲ بیشتر می‌باشد.

جدول ۱۲- مقدار پارامتر ϕ در حالات مختلف تزریق آب و هوا

ϕ	درصد تزریق آب	درصد تزریق هوا
0.078	0	0
0.118	0	1
0.113	0	2
0.145	1/5	0
0.105	3	0
0.101	3	2



الف- بدون تزریق هوا و آب



ب- با تزریق $1/5\%$ آب

شکل ۱۵- کانتور فشار گرداب در لوله مکش در حالت بدون تزریق

(الف) و تزریق $1/5\%$ آب (ب)

۴- نتیجه‌گیری

در کار حاضر نوسانات چهار حالت بهره برداری واحد چهارم نیروگاه برق آبی دز با ابزار تجربی استخراج شد. سپس با ترکیب تزریقی آب از مرکز چرخ $1/5$ و 3 درصد دبی ورودی کل) و هوا از جداره لوله مکش (۱ و ۲ درصد دبی کل) نوسانات بحرانی‌ترین حالت ارزیابی گشت.

جدول ۱۰- مقایسه دامنه قله به قله نوسانات، بازیافت فشار و بازده

مؤثر در حالات مختلف تزریق هوا

درصد تزریق هوا	دامنه قله به قله نوسانات (پاسکال)	بازیافت فشار	درصد بازده مؤثر
0	47915/08	0/398	93/526
1	35148/78	0/443	93/534
2	34694/52	0/420	93/366

در حالت تزریق ۱ درصد هوا بازده افزایش می‌یابد حال آنکه برای تزریق ۲ درصد هوا، کاهش بازده مشاهده می‌شود. علت آن است که در حالت تزریق ۱ درصد هوا، اثر کاهش نوسانات مقدار توان اضافی نیاز برای کمپرسور هوا را جبران می‌کند ولی در تزریق ۲ درصد این چنین نیست.

۳-۴- تزریق آب و هوا

در آخرین حالت تزریق همزمان ۲ درصد هوا و ۳ درصد آب را مورد بررسی قرار می‌دهیم. جدول ۱۱ دامنه قله به قله نوسانات، بازیافت فشار و بازده مؤثر را در تزریق ترکیبی آب و هوا با حالت بدون تزریق مقایسه می‌کند. همان‌طور که از جدول ۱۱ مشخص است، دامنه قله به قله نوسانات در حالت ترکیبی تزریق آب و هوا ۸ درصد کاهش داشته است. همچنین بازیافت فشار ۲۰ درصد پس از تزریق آب و هوا افزایش دارد که مطلوب می‌باشد. به دلیل اتلاف توان در هنگام تزریق، بازده مؤثر 0.2 درصد کاهش پیدا می‌کند.

جدول ۱۱- مقایسه دامنه قله به قله نوسانات، بازیافت فشار و بازده

مؤثر در حالات مختلف تزریق هوا

درصد تزریق آب و هوا	دامنه قله به قله نوسانات (پاسکال)	بازیافت فشار	درصد بازده مؤثر
0	47915/08	0/398	93/526
۲ درصد هوا، ۳ درصد آب	44252/36	0/477	93/344

۳-۵- بهینه‌سازی کارکرد توربین

در این قسمت با توجه به بخش‌های گذشته مقاله، از بین حالات مختلف تزریق آب و هوا بهترین حالت کارکرد توربین محاسبه‌گرد. بدین منظور سه پارامتر بیشترین بازده مؤثر، بازیافت فشار و کمترین دامنه قله به قله نوسانات مدنظر قرار می‌گیرد. پارامتر جدید ϕ که بصورت حاصل ضرب بازده در ضریب بازیافت فشار بر دامنه قله به قله نوسانات تعریف می‌شود $(\phi = \frac{\eta \cdot C_p}{\Delta H})$ بعنوان شاخص عملکرد بهینه توربین می‌باشد که واحد آن کیلوپاسکال است. اهمیت کاربردی الگوریتم به کار رفته این است که برای اولین بار پارامترهای قطر نازل هوا، قطر نازل آب، تعداد نازل هوا، دبی هوا و دبی آب را در بهترین حالت جهت کاهش نوسانات با بیشترین بازده مؤثر و ضریب بازیافت فشار را معرفی می‌کند. جدول ۱۲ مقدار پارامتر ϕ در حالات مختلف تزریق آب و هوا را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این جدول مشخص است، الگوی تزریق $1/5\%$ آب با $\phi = 0.0145$ دارای بهترین حالت بهره‌برداری می‌باشد. همچنین بدترین حالت مربوط به الگوی بدون

- [11] Arispe T.M., Oliveira W.D., Ramirez R.G., Francis turbine draft tube parameterization and analysis of performance characteristics using CFD techniques. *Renewable Energy*, Vol. 127, pp. 114-124, 2018.
- [12] Celebioglu K., Altintas B., Aradag S. and Tascioglu Y., Numerical research of cavitation on Francis turbine runners. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 42, pp. 777-778, 2017.
- [13] Cheng H., Zhou L., Liang Q., Guan Z., Liu D., Wang Z. and Kang W., A method of evaluating the vortex rope strength in draft tube of Francis turbine. *Renewable Energy*, Vol. 152, pp. 770-780, 2020.
- [14] Pitorac L.I., *Air Injection in Francis Turbine*. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2017.
- [15] Ayancik F., Acar E., Celebioglu K. and Aradag S., Simulation-based design and optimization of Francis turbine runners by using multiple types of metamodells, *J. Mechanical Engineering Science*, Vol. 231, pp. 1427-1444, 2017.
- [۱۶] علیزاده ا.، حسینی س.س. و ریاسی ع.، مطالعه عددی تأثیر ایجاد شیار روی مخروطی چرخ پمپ-توربین بر الگوی جریان گردابه ای لوله مکش. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تربیت مدرس*، د. ۱۴، ش. ۱۵، ص ۳۵۲-۳۶۰، ۱۳۹۳.
- [17] Roache P.J., Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 116, pp. 405-413, 1994.
- [18] Martin J.D. and Simpson T.W., Use of kriging models to approximate deterministic computer models, *AIAA Journal*, Vol. 43, pp. 853-863, 2005.
- [19] Xu Y., Tan L., Cao S. and Qu W., Multiparameter and multiobjective optimization design of centrifugal pump based on orthogonal method, *J. Mechanical Engineering Science*, Vol. 231, pp. 2569-2579, 2017.
- [20] Bader B., *Dez Dam Hydro Power Project Preliminary Model Test Report*, Swiss Federal Institute of Technology, Lausanne, 2009.
- [21] Hosoi Y., Experimental investigations of pressure surge in draft tubes of Francis water turbine. *Hitachi Review*, Vol. 14, pp. 112, 1965.
- [22] <https://www.ntnu.edu/nvks/f99-test-case2>
- [23] Jost D. and Lipej A., Numerical Prediction Of The Vortex Rope In The Draft Tube. In *3th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, Brno, Czech Republic, 2009.
- [24] Shreve D.H., *Signal Processing for Effective Vibration Analysis*. Inc, 1995.
- [25] Jafarzadeh Juposhti H., Maddahian M. and Cervantes M.J., Optimization of axial water injection to mitigate the Rotating Vortex Rope in a Francis turbine. *International journal of Renewable Energy*, Vol. 175, pp. 214-231, 2021.

همچنین تزریق ترکیبی آب (۳ درصد) و هوا (۲ درصد) مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج نشان داد حالت دوم بهره‌برداری (توان ۴۵/۷۴ مگاوات) دارای بیشترین دامنه نوسانات با دامنه متوسط‌گیری کلی ۳۹۹۷۵/۸۶ پاسکال است که این حالت به منظور تزریق آب و هوا معیار قرار گرفت. دامنه قله به قله نوسانات در تزریق آب با ۱/۵ و ۳ درصد به ترتیب ۲۸ و ۹ درصد نسبت به حالت بدون تزریق کاهش داشت. حال آنکه برای تزریق ۱ و ۲ درصد هوا نسبت به حالت بدون تزریق به ترتیب کاهش ۲۷ و ۲۸ درصدی در دامنه قله به قله نوسانات به وجود آمد. ضریب بازیافت فشار در کلیه حالات تزریق افزایش داشت. برای بررسی بهترین حالت تزریق حاصل‌ضرب بازده در ضریب بازیافت فشار بر دامنه قله به قله نوسانات با واحد کیلوپاسکال (kPa) معیار قرار گرفت. بهینه‌ترین حالت برای تزریق با ۱/۵۸ و ۰/۰۲ درصد به ترتیب آب و هوا بود. مقدار kPa نقطه بهینه ۰/۱۴۶ گردید که از کلیه حالات شبیه‌سازی شده در مقاله بیشتر است.

۵- سپاسگزاری

نویسندگان از دفتر پژوهش‌های کاربردی سازمان آب و برق خوزستان جهت حمایت‌های آن دفتر در تهیه اطلاعات توربین فرانسوی نیروگاه برقی دز خوزستان تشکر می‌نمایند.

۶- مراجع

- [۱] درخشان هوره ش. و ریاسی ع.، *توربین‌های آبی*. انتشارات جهاد دانشگاهی، تهران، ۱۳۹۳.
- [2] Gallagher J., Harris I., Packwood A., McNabola A. and Williams A., A strategic assessment of micro-hydropower in the UK and Irish water industry: Identifying technical and economic constraints. *Renewable Energy*, Vol. 81, pp. 808-815, 2015.
- [3] Altimemy M., Attiyaa B., Daskirand C., Liue I.H. and Oztékina A., Mitigation of flow-induced pressure fluctuations in a Francis turbine operating at the design and partial load regimes—LES simulations. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 79, 2019.
- [4] Sotoudeh N., Maddahian R., Cervantes M. J., Investigation of Rotating Vortex Rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube. *Renewable Energy*, Vol. 151, pp. 238-254, 2020.
- [5] Su W.T., Binama M., Li Y. and Zhao Y., Study on the method of reducing the pressure fluctuation of hydraulic turbine by optimizing the draft tube pressure distribution. *Renewable Energy*, Vol. 162, pp. 550-560, 2020.
- [6] Yu A., Tang Q., Wang X., Zhou D. and Liu J., Investigation of the Pressure Fluctuation Alleviation in a Hydraulic Turbine by Runner Modification. *water*, Vol. 11, 2019.
- [7] Gavrilov A.A., Sentyabov A.V., Dekterev A.A. and Hanjali K., Vortical structures and pressure pulsations in draft tube of a Francis-99 turbine at part load: RANS and hybrid RANS/LES analysis. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 63, pp. 158-171, 2017.
- [۸] محمدی م.، شبیه‌سازی جریان در فرت تیوب توربین فرانسویس با در نظر گرفتن تزریق هوا و آب. دانشگاه شهید چمران، اهواز، ۱۳۹۷.
- [9] Mohammadi M., Hajidavalloo E. and Behbahani Nejad M., Water Injection for Reduction of Vortex Rope Effects in Francis Turbine Draft Tube and Offering New Method for Selecting Nozzle Diameter. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 49, No. 3, pp. 299-307, 2018.
- [10] Mohammadi M., Hajidavalloo E., and Behbahani Nejad M., Investigation on Combined Air and Water Injection in Francis Turbine Draft Tube to Reduce Vortex Rope Effects. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 141, 2019.