

## تزریق آب جهت کاهش اثرات گرداب در درفت تیوب توربین فرانسیس و ارایه روشی نوین برای انتخاب قطر نازل

مونا محمدی

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

ابراهیم حاجی دولو\*

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

مرتضی بهبهانی نژاد

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

### چکیده

در این مقاله جریان سیال در درفت تیوب توربین فرانسیس یک مدل آزمایشگاهی در دو حالت با تزریق و بدون تزریق آب به صورت غیر پایا در دو هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم شبیه سازی شده و همچنین روشی نوین برای انتخاب قطر نازل پیشنهاد شده است. شبیه سازی با استفاده از نرم افزار فلونت و مدل‌های آشفتگی  $k-\epsilon$  در هندسه دیفیوزر مستقیم و  $SST k-\omega$  در هندسه واقعی انجام شده است. در دو هندسه، نتایج حاصل از روش پیشنهادی برای انتخاب قطر نازل که بر اساس نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار بوده با روش مورد استفاده در تحقیقات پیشین که بر اساس محاسبه افت کلی می‌باشد، مقایسه شده است. شرایط مرزی ورودی و صحت سنجی بر اساس داده‌های آزمایشگاهی بوده است. نتایج حاصل نشان می‌دهند اندازه قطر نازل بدست آمده وابسته به هندسه درفت تیوب بوده و استفاده از روش پیشنهادی برای انتخاب قطر نازل بر اساس نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار موجب افزایش ۳۳ درصدی قطر نازل انتخاب شده، کاهش ۱۶/۳ درصدی نوسان‌های سرعت و ۱۹ درصدی دامنه نوسانی فشار در درفت تیوب می‌شود.

واژه‌های کلیدی: خط گرداب، تزریق آب، توربین فرانسیس، درفت تیوب، ضریب بازیافت فشار.

## Water Injection for Reduction of Vortex Rope Effects in Francis Turbine Draft Tube and Offering New Method for Selecting Nozzle Diameter

M. Mohammadi

E. Hajidavalloo

M. Behbahani-Nejad

Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

### Abstract

In this paper, fluid flow in Francis turbine draft tube is simulated with and without water injection condition in unsteady state using actual and straight diffuser geometry of draft tube. Also a new method for selecting nozzle diameter for injection is proposed. Simulation is carried out using Fluent software and  $k-\epsilon$  and  $SST k-\omega$  turbulence models in the straight and actual geometries of the draft tube, respectively. In two considered geometries, results of proposed method for selecting the nozzle diameter, which is based on the ratio of the total loss to the pressure recovery factor, have been compared with the method used in the previous researches, which was based on the total loss calculation. Inlet boundary conditions and validation are based on the experimental data. Results show that selecting nozzle diameter is depended on the geometry of the draft tube, and using the ratio of total loss to pressure recovery factor approach for selecting nozzle diameter will improve the size of selected nozzle diameter up to 33%, velocity fluctuations up to 16.3% and pressure fluctuations amplitude up to 19% in draft tube.

**Keywords:** vortex rope, water injection, Francis turbine, draft tube, pressure recovery factor.

### ۱- مقدمه

بکارگیری هندسه‌های ساده‌تر درفت تیوب مقایسه نتایج با نتایج هندسه واقعی و همچنین با داده‌های آزمایشگاهی و بررسی صحت نتایج این ساده سازی‌ها بوده است. این مطالعات نشان می‌دهند استفاده از دو هندسه ساده دیفیوزر مستقیم و همچنین تقارن محوری می‌تواند نتایج قابل قبولی برای شبیه سازی جریان ارایه نمایند [۴،۳]. همچنین بررسی این مطالعات نشان می‌دهد که استفاده از روش‌های آشفتگی و گسسته سازی مختلف، نتایج متفاوتی را در پی داشته است [۵،۱]. این موضوع لزوم بررسی مدل آشفتگی و همچنین گسسته سازی برای هر شبیه سازی و هندسه مورد بررسی را نشان می‌دهد. مکانیزم‌های مختلفی برای کنترل خط گرداب درفت تیوب پیشنهاد شده است. هر کدام از این روش‌ها معمولاً باعث افت هیدرولیکی یا افت راندمان می‌شوند. از جمله این روش‌ها می‌توان به تزریق هوا از مخروطی رانر، دیوار درفت تیوب و یا تاج رانر اشاره کرد [۷،۶]. یکی از روش‌های جدید که از سال ۲۰۰۶ برای کاهش اثرات گرداب پیشنهاد شده

جریان درون درفت تیوب توربین فرانسیس در حالت بار جزئی از جمله پدیده‌های پیچیده هیدرودینامیکی است. این جریان از جمله جریان‌های شدیداً ناپایدار و همچنین دارای گرداب طبقه بندی می‌شود [۱]. ناپایداری و گرداب منجر به مسایلی چون کاهش راندمان، سروصدا، ارتعاش، نوسان در قدرت خروجی، حرکت عمودی رانر، نوسان فشار بر روی دیوار درفت تیوب و حتی نوسان فشار در پنستاک خواهد شد [۲]. بنابراین کنترل و یا حذف خط گرداب جهت بهبود راندمان نیروگاه آبی و جلوگیری از ارتعاش سازه امری بسیار ضروری است. برای درک چگونگی تشکیل و عملکرد گرداب در درفت تیوب مطالعات مختلفی به صورت آزمایشگاهی و یا شبیه سازی انجام شده است. شبیه سازی‌ها در سه هندسه واقعی، دیفیوزر ساده سازی شده مستقیم و یا تقارن محوری درفت تیوب انجام شده‌اند. هدف از

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

Realizable علاوه بر مقایسه نتایج دو مدل آشفتگی، تزریق آب و اثر آن بر کاهش گرداب نیز مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که مدل آشفتگی Realizable دارای نتایج کاملاً نزدیک به نتایج آزمایشگاهی بوده و با افزایش میزان درصد آب تزریقی میزان اثر گرداب نیز کاهش یافته است. در این مطالعه قطر نازل مورد بررسی قرار نگرفته است. فروتن و یاوزکورت در سال ۲۰۱۴ با استفاده از مدل دانشگاه ایبی پی اف ال هندسه تقارن محوری دو بعدی را در حالت پایا و هندسه سه بعدی دیفیوزر مستقیم را در حالت غیر پایا، با تزریق و بدون تزریق آب مورد بررسی قرار دادند [۱۶-۱۴]. در هندسه دو بعدی از مدل آشفتگی k-ε استاندارد و در حالت سه بعدی با هندسه دیفیوزر مستقیم از مدل DES استفاده شده است. در این تحقیق با استفاده از روش افت هد کلی اندازه قطر مناسب نازل در دو هندسه بدست آمده است.

در تحقیق حاضر با استفاده از دو هندسه واقعی و دیفیوزر سه بعدی مستقیم یک مدل آزمایشگاهی، جریان در درفت تیوب توربین فرانسس شبیه سازی شده است. نتایج آزمایشگاهی بر اساس هندسه واقعی درفت تیوب و با استفاده از تحقیقات قبل بوده و با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی شرط مرزی ورودی در ابتدای درفت تیوب اعمال شده است. همچنین از داده‌های آزمایشگاهی در محلی پایین‌تر از ورودی درفت تیوب برای صحت سنجی استفاده شده است. در ابتدا کلیه مدل‌های آشفتگی و گسسته سازی در هندسه دیفیوزر ساده سازی شده مستقیم و سپس هندسه واقعی بررسی شده و بهترین مدل آشفتگی و روش گسسته سازی با مقایسه نتایج شبیه سازی با داده‌های آزمایشگاهی انتخاب شده است. با توجه به اینکه در تحقیقات قبل، انتخاب قطر نازل در تزریق آب و در هندسه واقعی مورد بررسی قرار نگرفته است، در این تحقیق پس از شبیه سازی جریان، در هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم درفت تیوب، قطر مناسب نازل با استفاده از دو روش بدست آمده است. روش اول که در تحقیقات پیشین مورد استفاده قرار گرفته، بر اساس محاسبه افت کلی بوده و روش دوم که در این مقاله ارائه شده با استفاده از نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار می‌باشد. بنابراین علاوه بر بررسی اثر هندسه بر اندازه قطر نازل در تزریق آب، تغییر اندازه قطر نازل با روش پیشنهادی، بررسی می‌گردد. همچنین میزان انحراف نتایج شبیه سازی با داده‌های آزمایشگاهی با محاسبه فرکانس بدست آمده و نوسان‌های سرعت و دامنه نوسانی فشار قبل و بعد از تزریق بررسی شده است.

## ۲- معادلات حاکم و روش ریاضی

معادلات حاکم شامل پیوستگی و ممنتم برای سیال نیوتنی و غیر قابل تراکم به صورت زیر می‌باشند [۱۷]:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

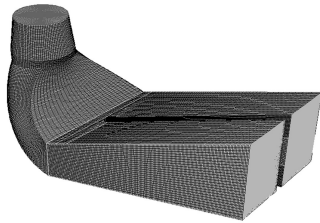
$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{p}}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) - \bar{u}_i' u_j' \right] \quad (2)$$

$\bar{u}$  سرعت متوسط،  $\nu$  لزجت سینماتیکی،  $\rho$  چگالی،  $\bar{p}$  فشار متوسط و  $\bar{u}_i' u_j'$  تانسور تنش رینولدز است که با استفاده از روش بوزینسک از معادله زیر بدست می‌آید [۱۶]:

$$-\bar{u}_i' u_j' = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \quad (3)$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad C_\mu = 0. \quad (4)$$

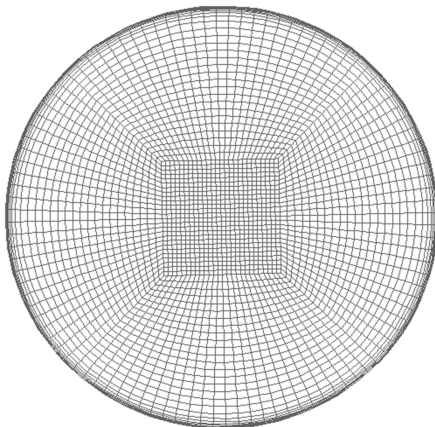
استفاده از تزریق آب از مرکز مخروطی رانر بوده است. به عبارت دیگر پژوهشگران با جایگزینی این روش با روش تزریق هوا در درفت تیوب علاوه بر حذف کمپرسورهای هوا در نیروگاه، از احتمال کاهش راندمان توربین به علت تزریق بیش از اندازه هوا نیز جلوگیری کرده‌اند [۸]. در موضوع تزریق آب تحقیقات متعددی با استفاده از شبیه سازی و تحلیل‌های عددی در هندسه‌های مختلف انجام شده است. سوزان رزیگا و همکاران در سال ۲۰۰۶ از مدل آزمایشگاهی دانشگاه ایبی پی اف ال برای تزریق آب از بالادست (اسپیرال کیس) استفاده کردند [۹]. شبیه سازی عددی به صورت سه بعدی، غیر پایا، با استفاده از مدل آشفتگی k-ε، در حالت بدون کاویتاسیون و با نرم افزار سی اف ایکس ۱۰ انجام شده است. بررسی‌های آنان نشان می‌دهد که تزریق آب نوسان‌های فشار را در بار جزئی کاهش داده و به دنبال آن افزایش محسوسی در راندمان درفت تیوب مشاهده شده است. در این مطالعه، هیچ‌گونه بررسی در مورد قطر نازل انجام نشده است. سوزان رزیگا و همکاران در سال ۲۰۰۷ در ادامه تحقیقات خود مساله تزریق جت آب به درون گرداب درفت تیوب را مورد بررسی قرار دادند [۱۰]. در این تحقیق از مدل آزمایشگاهی دیگری که در دانشگاه تیمی سورا رومانی قرار دارد استفاده شده است. شبیه سازی به صورت تقارن محوری دو بعدی و با استفاده از مدل آشفتگی SST k-ω و نرم افزار فلوئنت بوده است. در این تحقیق به جای استفاده از آب بالادست و تزریق آن از مرکز مخروطی رانر از روشی جدید جهت تامین آب استفاده شده است. در این روش از اختلاف فشار آب بهره برده و به دلیل فشار بالای آب در کنار دیوار و با استفاده از یک لوله باریک، آب کنار دیوار خارج و به مرکز مخروط رانر منتقل شده و به درون درفت تیوب تزریق شده است. بررسی‌های آنان نشان داد که مقدار آب مورد نیاز در این حالت به علت کم بودن سرعت، بیش از حالت استفاده از آب بالا دست است. در این تحقیق نیز بر روی انتخاب قطر نازل بررسی صورت نگرفته و تنها میزان آب مورد نیاز برای کاهش گرداب بررسی شده است. سوزان رزیگا و همکاران در سال ۲۰۰۸ جریان در درفت تیوب را با فرض هندسه تقارن محوری دو بعدی با تزریق آب مورد بررسی قرار دادند [۱۱]. در این تحقیق از نتایج آزمایشگاهی مدل دانشگاه ایبی پی اف ال استفاده شده است. جریان با استفاده از کد فلوئنت و مدل آشفتگی Realizable شبیه سازی شده و با نوشتن برنامه‌ای برای کد فلوئنت مکان توقف (محلی که سرعت محوری منفی می‌شود) تعیین شده است. به عبارتی دیگر مکان توقف بر اساس نتایج آزمایشگاهی مشخص شده است. در این حالت هماهنگی بیشتری میان نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی مشاهده شده است. در سال ۲۰۰۹ سوزان رزیگا و همکاران نتایج هندسه‌های دو بعدی تقارن محوری و سه بعدی کامل را برای مدل دانشگاه تیمی سورا با تزریق آب مقایسه کردند [۱۲]. در این بررسی از مدل آشفتگی Realizable استفاده شده است. هدف این مطالعه مقایسه دو هندسه بوده و مطالعه آنان نشان می‌دهد که میدان جریان بدست آمده از حل تقارن محوری دو بعدی در مقایسه با میدان جریان سه بعدی دارای پاسخ کاملاً قابل قبولی است. در سال ۲۰۱۰ سوزان رزیگا و همکاران جریان را با استفاده از هندسه تقارن محوری دو بعدی بر اساس مدل دانشگاه ایبی پی اف ال شبیه سازی کردند [۱۳]. در این شبیه سازی درفت تیوب به صورت یک دیفیوزر مستقیم ساده سازی شده و با استفاده از دو مدل آشفتگی RSM و



شکل ۱- هندسه واقعی درفت تیوب



شکل ۲- هندسه دیفیوزر مستقیم درفت تیوب



شکل ۳- شبکه مربعی مورد استفاده در درفت تیوب

در درفت تیوب و همراه با تزریق آب، دو نوع افت هیدرولیکی و اکسرژی<sup>۱</sup> محاسبه می‌شود. افت هیدرولیکی در درفت تیوب به صورت تفاضل انرژی مکانیکی جریان در درفت تیوب  $(\Delta E = E(z) - E(0))$  بوده و افت اکسرژی نیز ناشی از قدرت جت آب  $(P_{jet} = \rho g H Q_{jet})$  است. افت کلی در درفت تیوب به صورت مجموع دو افت هیدرولیکی و افت اکسرژی است [۱۵]. مناسب‌ترین قطر نازل وقتی بدست می‌آید که افت کلی به حداقل مقدار خود برسد. در روابط فوق مقدار  $E(0)$  در ورودی درفت تیوب و مقدار  $E(z)$  در فاصله دلخواه محاسبه می‌شود و

<sup>۱</sup> افت اکسرژی در اینجا به معنای کاهش توانایی توربین برای تولید انرژی است. زیرا آب مورد استفاده برای جت، از آب ورودی به توربین برداشت می‌گردد.

$k$  انرژی جنبشی آشفتگی،  $\varepsilon$  آهنگ میرایی آشفتگی و  $u_{\tau}$  لزجت سینماتیکی آشفتگی است. اساس مدل‌های دسته  $k-\varepsilon$  و  $k-\omega$  بر اساس استفاده از روش بوزینسک است.

یکی از مدل‌های آشفتگی که در شبیه سازی درفت تیوب بسیار مورد توجه محققان بوده و از آن نتایج نسبتاً خوبی بدست آمده است مدل  $k-\omega$  SST است. معادلات (۵) و (۶) روش محاسبه  $k$  و  $\omega$  را در این مدل نشان می‌دهند [۱۸].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_{\omega} - Y_{\omega} + S_{\omega} \quad (6)$$

در معادله فوق  $G_k$ ، نشان دهنده تولید انرژی جنبشی به علت گرادیان سرعت،  $G_{\omega}$  تولید  $\omega$ ،  $\Gamma_k$  و  $\Gamma_{\omega}$  به ترتیب نشان دهنده مقدار پخش  $k$  و  $\omega$  می‌باشند.  $Y_k$  و  $Y_{\omega}$  به ترتیب میزان میرایی  $k$  و  $\omega$  به دلیل آشفتگی و  $S_k$  و  $S_{\omega}$  ترم چشمه را برای این دو کمیت نشان می‌دهند.

در ورودی درفت تیوب طول آشفتگی  $l=0.01R_{inlet}$  در نظر گرفته شده است. در این رابطه مقدار  $R_{inlet}$  مقدار شعاع ورودی درفت تیوب است [۱۴]. در مرز خروجی مقدار طول آشفتگی به صورت  $l=0.07D_h$  در نظر گرفته شده و مقدار شدت آشفتگی در این مرز به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۸]:

$$I = 0.16(Re_{D_h})^{-1/8} \quad (7)$$

در مرز ورودی نیز مقدار  $\omega$  به صورت زیر محاسبه میشود [۱۶]:

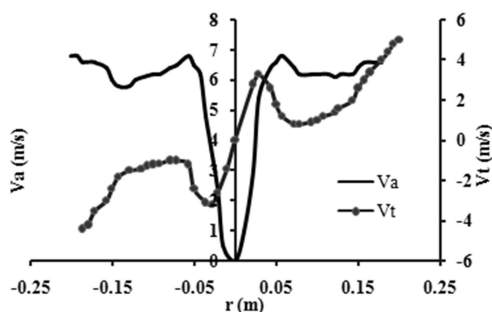
$$\omega = \frac{k^{1/2}}{C_{\mu}^{1/4}} \quad (8)$$

در معادله فوق  $k$  انرژی جنبشی آشفتگی می‌باشند.

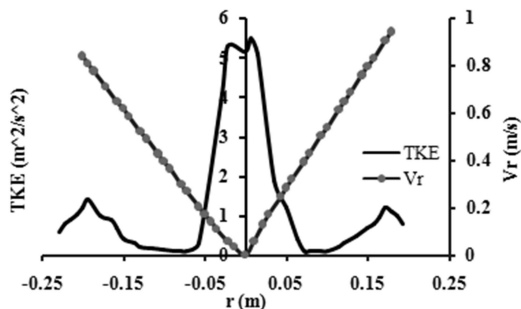
همان‌گونه که اشاره شده کلیه آزمایش‌های انجام شده بر اساس هندسه واقعی درفت تیوب بوده است (شکل ۱). در تحقیقات پیشین با ساده سازی هندسه واقعی درفت تیوب به صورت دیفیوزر مستقیم (شکل ۲) شکل گیری گرداب و همچنین تزریق آب در آن مورد بررسی قرار گرفته و نتایج مطلوبی در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی بدست آمده است. به دلیل اینکه در تحقیقات پیشین انتخاب قطر نازل تنها در هندسه ساده سازی شده دیفیوزر مستقیم و هندسه دو بعدی تقارن محوری مورد بررسی قرار گرفته است، در این تحقیق با ساده سازی درفت تیوب مورد بررسی به صورت دیفیوزر مستقیم، نتایج حاصل از آن با هندسه واقعی درفت تیوب مقایسه شده تا اثر هندسه در انتخاب قطر نازل مورد بررسی قرار گیرد. بنابراین در هر دو هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم درفت تیوب، شبکه‌های مربعی با اندازه‌های متفاوت از ۲۳۳،۲۸۰ تا ۱،۹۳۵،۸۴۰ مورد بررسی قرار گرفته و بهترین شبکه در دو هندسه سه بعدی دیفیوزر مستقیم و کامل به ترتیب ۱،۲۶۴،۱۲۰ و ۱،۱۹۳،۴۰۰ بدست آمده است. شبکه مربعی مورد استفاده در شکل ۳ نشان داده شده است. پس از بررسی شبکه و اجرای برنامه در حالت‌های مختلف شبکه‌های کنار دیوار، مناسب‌ترین حالت که دارای  $y^+$  نزدیک به یک بوده در نظر گرفته شده است.

می‌دهند. مقدار سرعت شعاعی نیز با توجه به اندازه گیری انجام شده توسط موری [۲۰] به صورت خطی و گام زمانی به صورت ۶ درجه چرخش رانر در نظر گرفته شده است [۱]. همچنین شرط مرزی خروجی به صورت فشار اتمسفر در نظر گرفته شده است.

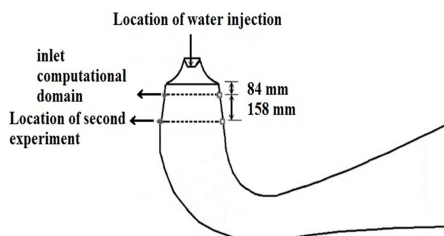
دامنه محاسباتی ورودی ۸۴mm پایین‌تر از ابتدای درفت تیوب و محل اندازه گیری دوم که برای صحت سنجی استفاده می‌شود در فاصله ۲۴۲mm از ابتدای درفت تیوب است. به عبارت دیگر فاصله میان شرط مرزی ورودی و محل صحت سنجی ۱۵۸mm است (شکل ۶). مقادیر حاصل از شبیه سازی به صورت غیر پایا بوده و از زمان ۴ ثانیه تزریق اضافه شده است. زمان ۴ ثانیه (قبل از تزریق) بر اساس مطالعات قبل، زمان مناسب برای گسترش ناپایداری به تمام جریان است. به این ترتیب می‌توان از اختلاط جریان در تمامی دامنه محاسباتی اطمینان حاصل کرد [۱۶]. البته اجرای برنامه نشان می‌دهد که از زمان ۳/۸ ثانیه به بعد پارامترهای جریان (در حالت بدون تزریق) تغییر نمی‌کنند.



شکل ۴- پروفیل سرعت محوری و مماسی در شرط مرزی ورودی



شکل ۵- پروفیل سرعت شعاعی و انرژی جنبشی آشفتگی در شرط مرزی ورودی



شکل ۶- محل شرط مرزی ورودی، صحت سنجی و تزریق آب

H هد نامی است. مقدار  $E(z)$  به صورت مجموع فلاکس فشار استاتیکی و فلاکس انرژی جنبشی در نظر گرفته می‌شود. مقدار فلاکس فشار استاتیکی به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۱۶]:

$$\Pi(z) = \int p_s(r, z) V \cdot ndA \quad (9)$$

در معادله فوق  $p_s$  فشار استاتیکی و  $V$  سرعت است. مقدار شار انرژی جنبشی نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۶]:

$$K(z) = \int \rho \frac{V^2(r, z)}{2} V \cdot ndA \quad (10)$$

مقدار شار انرژی مکانیکی مجموع دو مقدار فوق بوده و به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود [۱۶]:

$$E(z) = \Pi(z) + K(z) \quad (11)$$

مقدار  $Q_{jet}$  (دبی جت) به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۶]:

$$Q_{jet} = \pi R_{jet}^2 V_{jet} \quad (12)$$

$V_{jet}$  (سرعت جت) معادل  $\sqrt{2gH}$  در نظر گرفته شده و H مقدار هد نامی است.

ضریب باز یافت فشار یکی از پارامترهای مهم در درفت تیوب بوده و نشان دهنده مقدار تبدیل سرعت به فشار در درفت تیوب است. در واقع این ضریب بیان کننده میزان عملکرد درفت تیوب می‌باشد و هر چه که مقدار آن بالاتر باشد درفت تیوب دارای کارایی بیشتری خواهد بود. مقدار ضریب باز یافت فشار به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$\eta_w = \frac{P_{s,exit} - P_{s,inlet}}{\frac{1}{2} \rho (V_{inlet}^2 - V_{exit}^2)} \quad (13)$$

در این معادله،  $p_s$  فشار استاتیکی و  $V$  سرعت است.

همان‌گونه که در بخش مقدمه اشاره گردید وجود گرداب در درفت تیوب موجب ایجاد نوسان فشار می‌گردد. تحقیقات پیشین نشان می‌دهند که این نوسان‌ها با دامنه زیاد و فرکانس کم هستند. بر اساس تحقیقات انجام شده فرکانس گرداب ایجاد شده ۰/۲-۰/۴ فرکانس چرخش رانر است [۲].

روش‌های مختلفی برای برآورد فرکانس گرداب توسط محققین مختلف پیشنهاد شده است. رایج‌ترین ارتباط میان فرکانس گرداب و فرکانس رانر را با رابطه زیر نشان داد [۲]:

$$\frac{f_v}{f_r} \sim 0.3 \quad (14)$$

در این رابطه  $f_r$  فرکانس رانر و  $f_v$  فرکانس گرداب است. همچنین رابطه زیر برای محاسبه نسبت فرکانس گرداب به فرکانس رانر پیشنهاد شده است [۱۶]:

$$\frac{f_v}{f_r} = \left(\frac{\pi^2}{8}\right) \phi \quad (15)$$

در این رابطه  $\phi$  مقدار ضریب نرخ جریان است که به صورت زیر محاسبه می‌شود و مقدار آن در این تحقیق ۰/۳۴ است [۱۶]:

$$\phi = \frac{Q}{\pi \omega R^3} \quad (16)$$

در معادله فوق  $Q$  نرخ جریان توربین،  $\omega$  سرعت زاویه‌ای رانر و  $R$  شعاع رانر است.

### ۳- شرایط مرزی

شرط مرزی ورودی در حالت بهره برداری ۹۱٪ دبی طراحی و با استفاده از مقادیر آزمایشگاهی بدست آمده توسط سوزان رزیگا [۱۳] در نظر گرفته شده که به صورت معادلات ریاضی (UDF) به نرم افزار وارد گردید. شکل‌های ۴ و ۵ پروفیل مورد استفاده در مرز ورودی برای سرعت‌های محوری، مماسی، شعاعی و انرژی جنبشی آشفتگی را نشان

#### ۴- نتایج و بحث

در این بخش نتایج در دو حالت با تزریق و بدون تزریق ارایه شده‌اند.

##### ۴-۱- نتایج در حالت بدون تزریق

انتخاب مدل آشفتگی، روش گسسته سازی و صحت سنجی نتایج در حالت بدون تزریق انجام شده است. در این تحقیق با بررسی مدل‌های آشفتگی مختلفی نظیر  $k-\epsilon$ , SST  $k-\omega$ , Realizable و RNG در هندسه دیفیوزر ساده سازی شده مستقیم مناسب‌ترین مدل آشفتگی انتخاب شد. شکل ۷ مقایسه سرعت محوری حاصل از شبیه سازی و داده‌های آزمایشگاهی را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که در این هندسه مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  دارای بهترین نتیجه است. اما استفاده از این مدل آشفتگی در هندسه واقعی دررفت تیوب منجر به واگرایی پاسخ‌ها شد. بنابراین در این هندسه از مدل آشفتگی SST  $k-\omega$  که دارای بهترین پاسخ پس از مدل  $k-\epsilon$  در شکل ۷ می‌باشد، استفاده شده است. به همین ترتیب روش‌های مختلف گسسته سازی نظیر مرتبه دوم آپ ویند، قاعده توانی، QUICK و MUSCL در هندسه دیفیوزر مستقیم مورد بررسی قرار گرفت. در این هندسه روش گسسته سازی قاعده توانی دارای بهترین پاسخ بوده است. به دلیل تفاوت در مدل آشفتگی بدست آمده در دو هندسه مورد بررسی، در هندسه واقعی دررفت تیوب دو روش گسسته سازی مرتبه دوم و قاعده توانی با یکدیگر مقایسه شدند. شکل ۸ سرعت محوری حاصل را در هندسه واقعی دررفت تیوب نشان می‌دهد همان‌گونه که ملاحظه می‌شود در این هندسه نیز روش قاعده توانی دارای بهترین پاسخ بوده است.

بنابراین در دو هندسه مورد بررسی از روش قاعده توانی استفاده شده است. با توجه به اینکه این روش گسسته سازی دارای دقت مرتبه اول است جهت اطمینان از صحت پاسخ بدست آمده مقدار خطای همگرایی در دو هندسه و با روش‌های مختلف گسسته سازی با استفاده از معادله (۱۷) محاسبه شد [۲۱].

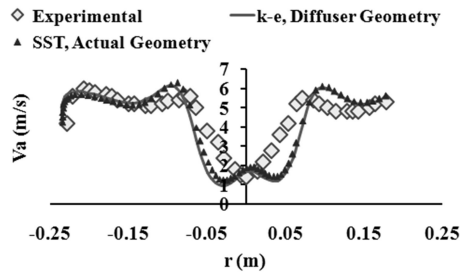
$$e_i = \frac{MSR}{TMF} \quad (17)$$

در معادله بالا MSR مقدار باقی مانده جرمی و TMF مقدار شار جرمی است. همان‌گونه که در جدول ۱ مشاهده می‌شود مقدار خطای همگرایی روش قاعده توانی در هر دو هندسه و با دو مدل آشفتگی مورد استفاده کمترین مقدار است. بنابراین برای ادامه تحقیق از این روش استفاده شده است. تحقیقات انجام شده قبلی توسط گالوان نیز تطابق خوب این روش با نتایج آزمایشگاهی را نشان می‌دهد [۲۱].

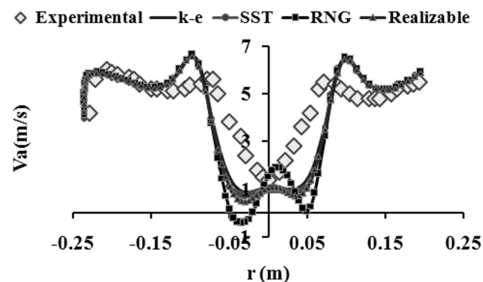
جدول ۱- درصد خطای همگرایی در دو هندسه و در روش‌های مختلف گسسته سازی

MUSCL	کویبک	قاعده توانی	مرتبه دوم	هندسه	مدل آشفتگی
$5/3e^{-7}$	$10e^{-7}$	$4e^{-8}$	$4/85e^{-7}$	دیفیوزر	$k-\epsilon$
$9/1e^{-6}$	$4/5e^{-5}$	$1/3e^{-7}$	$9/3e^{-6}$	دیفیوزر	SST
$3/1e^{-4}$	$5/3e^{-4}$	$8/95e^{-6}$	$1/1e^{-4}$	کامل	SST

شکل ۹ مقایسه سرعت محوری را در دو هندسه مورد بررسی و قبل از تزریق نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود سرعت‌های بدست آمده حاصل از شبیه سازی در دو هندسه چندان تفاوتی با یکدیگر ندارند. همچنین مقادیر سرعت بدست آمده با مدل آشفتگی SST  $k-\omega$  و در هندسه واقعی به مقادیر آزمایشگاهی نزدیک‌تر هستند.



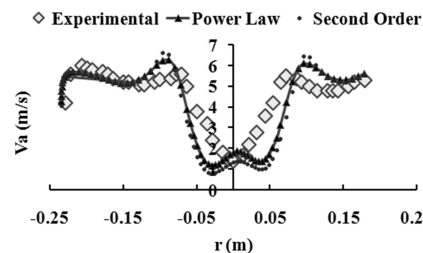
شکل ۷- سرعت محوری با استفاده از مدل‌های مختلف آشفتگی در فاصله ۱۵۸ mm از مرز ورودی، هندسه دیفیوزر مستقیم



شکل ۸- سرعت محوری در دو هندسه و روش گسسته سازی در فاصله ۱۵۸ mm از مرز ورودی، هندسه واقعی دررفت تیوب

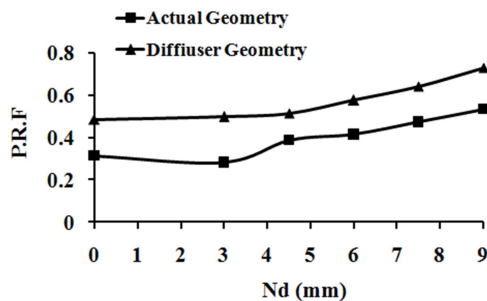
##### ۴-۲- نتایج در حالت با تزریق

پس از بررسی جریان و انتخاب مدل آشفتگی و روش گسسته سازی مناسب در هر دو هندسه و حل جریان در حالت بدون تزریق، در شرط مرزی ورودی مربوط به سرعت محوری، تزریق اضافه می‌شود. محل تزریق در شکل ۶ نشان داده شده است. توزیع سرعت محوری در حالت با تزریق با استفاده از ۵ قطر نازل در شکل ۱۰ نشان داده شده است [۱۶]. پس از تغییر شرط مرزی، شبیه سازی در حالت غیر پایا و با تزریق انجام شده است. شکل ۱۱ تغییر سرعت محوری پس از تزریق و با استفاده از قطرهای مختلف نازل را نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود تزریق آب باعث افزایش سرعت محوری در ناحیه



شکل ۹- سرعت محوری در دو هندسه و روش گسسته سازی در فاصله ۱۵۸ mm از مرز ورودی، هندسه واقعی دررفت تیوب

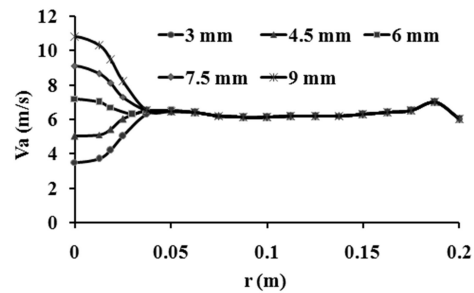
شکل ۱۳ ضریب بازیافت فشار را با استفاده از قطرهای مختلف در دو هندسه مورد بررسی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود ضریب بازیافت فشار در هندسه دیفیوزر مستقیم بیشتر از هندسه واقعی است. علت این موضوع وجود یک ستون در هندسه واقعی و در جهت جریان است (شکل ۱). وجود ستون در جهت جریان و تغییر مقطع در هندسه واقعی از دایره به مربع باعث کاهش بازیافت و افزایش افت در هندسه واقعی خواهد شد. همچنین این شکل نشان می‌دهد در هندسه واقعی درفت تیوب، استفاده از قطر نازل  $4/5\text{mm}$  در مقایسه با قطر نازل  $3\text{mm}$ ، موجب افزایش ۳۷ درصدی ضریب بازیافت فشار می‌شود در حالی که در هندسه دیفیوزر مستقیم استفاده از نازل با قطر  $4/5\text{mm}$  در مقایسه با نازل با قطر  $3\text{mm}$  موجب افزایش ۳ درصدی ضریب بازیافت فشار می‌شود. بنابراین مقایسه تغییرات ضریب بازیافت فشار در این دو هندسه نشان می‌دهد که میزان بهبود کارایی درفت تیوب در هندسه واقعی و با استفاده از قطر نازل  $4/5\text{mm}$  بیشتر از هندسه دیفیوزر مستقیم است. همچنین ضریب بازیافت فشار در هندسه دیفیوزر مستقیم و در قطرهای بزرگ‌تر از  $3\text{mm}$  با شیب ملایمی تغییر می‌یابد.



شکل ۱۳- ضریب بازیافت فشار در دو هندسه هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم درفت تیوب

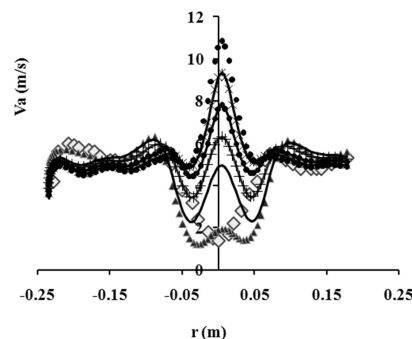
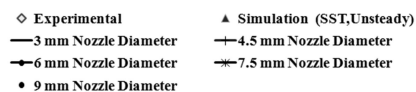
مقایسه تغییرات افت کلی و ضریب بازیافت فشار در دو هندسه، نشان می‌دهد که با استفاده از قطرهای مختلف نازل، روند تغییرات در این دو پارامتر یکسان نیست. بنابراین در این تحقیق با پیشنهاد روشی نوین، اثر هر دو پارامتر موثر در کارایی درفت تیوب به صورت همزمان در نظر گرفته شده است. در این روش با استفاده از نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار و ترسیم آن به ازای قطرهای مختلف نازل، بهترین نقطه برای بیشینه نمودن ضریب بازیافت فشار و کمینه نمودن افت کلی مشخص می‌گردد. به عبارت دیگر نقطه کمینه در این نمودار بیانگر افت کمتر و ضریب بازیافت فشار بیشتر خواهد بود. شکل ۱۴ نمودار نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار را برای دو هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار در دو هندسه مورد بررسی، در دو قطر متفاوت کمینه می‌شود. این شکل نشان می‌دهد نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار در هندسه دیفیوزر مستقیم، در قطر نازل  $3\text{mm}$  دارای کمترین مقدار است در حالی که این نسبت در هندسه واقعی برای قطر نازل  $4/5\text{mm}$  کمینه می‌شود. بنابراین در هندسه واقعی استفاده از قطر نازل  $4/5\text{mm}$  در هندسه دیفیوزر مستقیم استفاده از قطر نازل  $3\text{mm}$  مناسب‌تر بوده و موجب بهبود عملکرد درفت تیوب خواهد شد.

گرداب و کاهش اثرات ناشی از آن شده و با افزایش مقدار قطر نازل میزان افزایش سرعت محوری نیز بیشتر شده است.

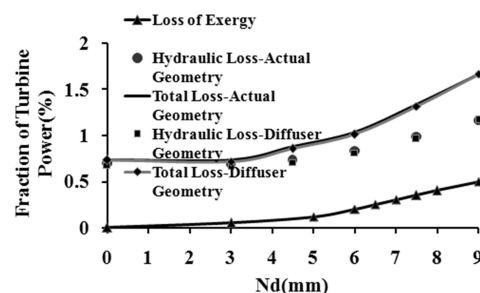


شکل ۱۰- توزیع سرعت محوری در شرط مرزی ورودی با استفاده از قطرهای مختلف نازل در نصف قطر ورودی درفت تیوب

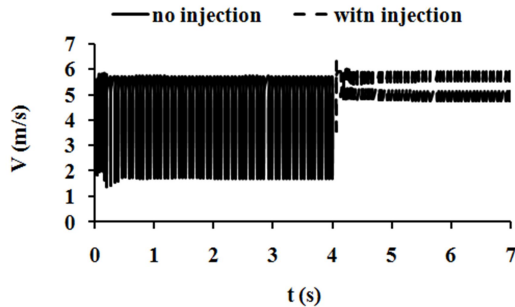
شکل ۱۲ مقدار افت‌ها در درفت تیوب را بر حسب قطر نازل نشان می‌دهد. مقادیر بدست آمده بر مقدار  $pgHQ$  تقسیم شده‌اند. در این شکل مقادیر افت‌های بدست آمده در هندسه‌های دیفیوزر مستقیم و واقعی با یکدیگر مقایسه شده‌اند. مقایسه دو افت کلی در دو هندسه مورد نظر نشان می‌دهد که قطر مناسب برای تزریق در هر دو هندسه  $3\text{mm}$  می‌باشد. با افزایش قطر نازل، افت کلی در درفت تیوب افزایش ناگهانی پیدا می‌کند به طوری که در قطر نازل  $9\text{mm}$  مقدار درصد افت بیش از ۲ برابر می‌شود.



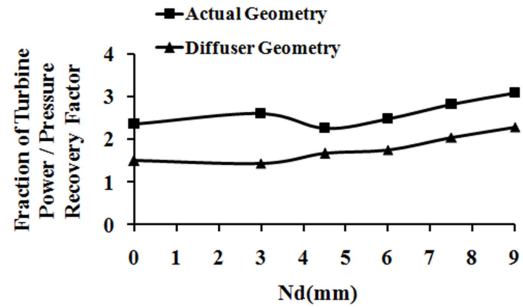
شکل ۱۱- تغییر سرعت محوری با استفاده از قطرهای مختلف نازل در فاصله  $158\text{mm}$  از مرز ورودی، هندسه واقعی درفت تیوب



شکل ۱۲- افت هد هیدرولیکی، اکسرژی و کلی در دو هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم درفت تیوب



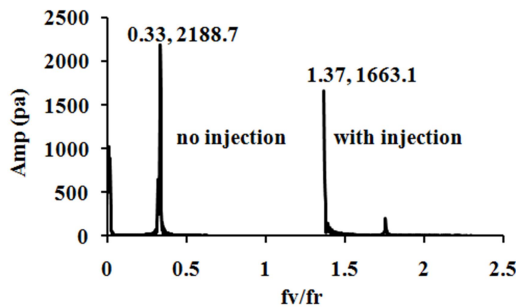
شکل ۱۳- نوسان سرعت در راستای شعاعی و در فاصله ۱۹۳ m از ابتدای دامنه محاسباتی، قطر نازل ۴/۵ mm، هندسه واقعی درفت تیوب



شکل ۱۴- مقایسه نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار در دو هندسه واقعی و دیفیوزر مستقیم درفت تیوب

بررسی سرعت‌های محوری در شکل‌های ۷ و ۸ نشان می‌دهد نتایج حاصل از شبیه سازی و داده‌های آزمایشگاهی دارای اختلاف هستند. مقدار اختلاف و انحراف نتایج شبیه سازی با برآورد فرکانس و مقایسه آن با معادلات (۱۴) و (۱۵) قابل محاسبه است. شکل‌های ۱۷ و ۱۸ مقدار فرکانس بدست آمده با استفاده از روش فوریه سریع (FFT) و با دو قطر نازل و در دو هندسه را نشان می‌دهند. در این روش مقادیر فشار بر حسب زمان در محیط برنامه متلب وارد شده و با استفاده از کد نوشته شده تغییرات دامنه نوسانی و همین طور فرکانس بدست آمده است. ملاحظه می‌شود در حالت بدون تزریق مقدار نسبت فرکانس گرداب به رانر ۰/۳۳ می‌باشد. با توجه به معادلات (۱۴) و (۱۵) این مقدار به ترتیب ۰/۳ و ۰/۴۱ می‌باشد که اختلافی حدود ۱۰ و ۱۹/۵ درصد را ایجاد خواهد کرد. بنابراین مقدار بدست آمده در این تحقیق به معادله راینگان نزدیک‌تر است.

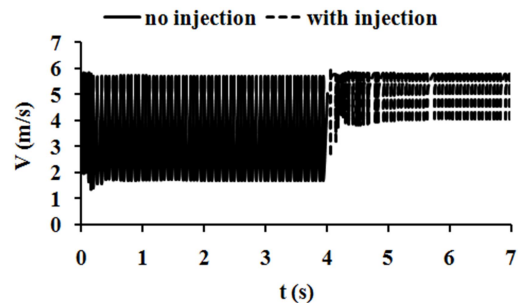
با توجه به تفاوت بدست آمده میان نتیجه شبیه سازی و معادلات (۱۴) و (۱۵) برای نسبت فرکانس گرداب به رانر، می‌توان اختلاف میان نتایج شبیه سازی و داده‌های آزمایشگاهی را در حدود ۱۰ تا ۱۹/۵ درصد در نظر گرفت.



شکل ۱۷- دامنه نوسانی و فرکانس گرداب قبل و بعد از تزریق، قطر نازل ۳ mm، هندسه دیفیوزر مستقیم درفت تیوب

علی رغم اینکه شکل ۹ نشان می‌دهد سرعت‌های بدست آمده حاصل از شبیه سازی در دو هندسه تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند اما بررسی نسبت افت هد کلی به ضریب بازیافت فشار نشان می‌دهد که قطر نازل بدست آمده در هندسه واقعی به اندازه ۳۳ درصد بزرگتر است. استفاده از قطر نازل بزرگتر به معنی کاهش بیشتر اثرات گرداب در درفت تیوب است که در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

با توجه به نتایج حاصل برای انتخاب قطر نازل بر اساس روش پیشنهادی در این تحقیق، برای ادامه این مطالعه از قطر نازل ۳ mm برای هندسه دیفیوزر مستقیم و از قطر نازل ۴/۵mm برای هندسه واقعی استفاده شده است. با انتخاب سه نقطه در مرکز درفت تیوب و در فواصل شعاعی ۰/۱۵m و ۰/۱۵m- و با فاصله ۱۹۳mm از ابتدای دامنه محاسباتی، نوسان‌های سرعت قبل و بعد از تزریق با استفاده از دو قطر نازل انتخاب شده و در دو هندسه مورد بررسی در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ ترسیم شده‌اند. همان گونه که ملاحظه می‌شود استفاده از دو نازل با قطرهای ۳mm و ۴/۵mm به ترتیب منجر به کاهش ۵۷ درصدی و ۷۳/۳ درصدی نوسان‌های سرعت می‌شوند. اما استفاده از جت درون سیال همان گونه که انتظار می‌رود منجر به اغتشاشاتی درون سیال شده که اثر آن با استفاده از نازل با قطر ۴/۵mm مشهودتر است. در این نازل با اینکه تزریق آب منجر به کاهش بیشتر نوسان‌های سرعت شده اما سرعت ماکزیمم را نیز تا حدود ۴/۲ درصد افزایش داده است.



شکل ۱۵- نوسان سرعت در راستای شعاعی و در فاصله ۱۹۳ mm از ابتدای دامنه محاسباتی، قطر نازل ۳ mm، هندسه دیفیوزر مستقیم درفت تیوب

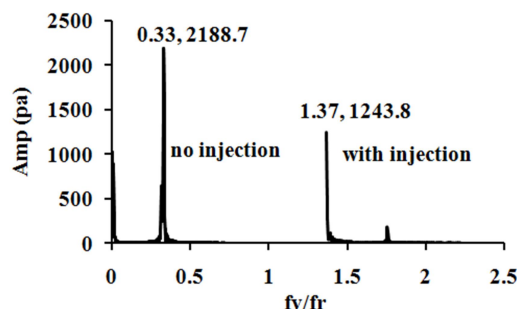
FFT، فرکانس گرداب برآورد شده است. نتایج نشان می‌دهند که اختلاف مقدار حاصل از شبیه سازی با مقدار محاسبه شده به وسیله معادلات برای نسبت فرکانس گرداب به فرکانس رانر حداقل ۱۰ درصد و حداکثر ۱۹/۵ درصد است که این تفاوت می‌تواند بیانگر مقدار خطای حاصل از این شبیه سازی و اختلاف با داده‌های آزمایشگاهی باشد. همچنین استفاده از قطر نازل ۳mm و ۴/۵mm به ترتیب موجب کاهش ۲۴ درصدی و ۴۳ درصدی دامنه نوسانی فشار می‌گردند.

### ۶- سپاسگزاری

از دفتر پژوهش‌های کاربردی سازمان آب و برق خوزستان که جهت انجام این تحقیق حمایت‌های لازم را نموده‌اند تشکر و قدردانی می‌شود.

### ۷- نمادها

Amp	دامنه نوسانی فشار (pa)
E	شار انرژی مکانیکی ( $Nms^{-1}$ )
$f_r$	فرکانس رانر (Hz)
$f_v$	فرکانس گرداب (Hz)
H	هد نامی توربین (m)
I	شدت آشفنگی
k	انرژی جنبشی آشفنگی ( $m^2s^{-2}$ )
K	شار انرژی جنبشی ( $Nms^{-1}$ )
l	طول آشفنگی (m)
$N_d$	قطر نازل (mm)
ps	فشار استاتیک ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )
P	قدرت جت ( $m^3s^{-1}$ )
P.R.F	ضریب بازیافت فشار
Q	دبی جریان توربین ( $m^3s^{-1}$ )
R	شعاع رانر (m)
Re	عدد رینولدز
$\bar{u}$	سرعت متوسط ( $ms^{-1}$ )
$u'$	سرعت آشفنگی ( $ms^{-1}$ )
V	سرعت ( $ms^{-1}$ )
<b>علائم یونانی</b>	
$\nu$	لزجت سینماتیکی ( $m^2s^{-1}$ )
$\varepsilon$	آهنگ میرایی آشفنگی ( $m^2s^{-3}$ )
$\rho$	چگالی ( $kgm^{-3}$ )
$\varphi$	ضریب نرخ جریان
$\omega$	آهنگ میرایی مخصوص، سرعت زاویه‌ای رانر ( $s^{-1}$ )
<b>زیرنویس‌ها</b>	
$\alpha$	مولفه محوری
$D_h$	قطر هیدرولیک (m)
$i_j$	راستا
r	مولفه شعاعی
t	مولفه مماسی، پارامتر آشفنگی



شکل ۱۸- دامنه نوسانی و فرکانس گرداب قبل و بعد از تزریق، قطر نازل ۴/۵ mm، هندسه واقعی

همچنین شکل‌های ۱۷ و ۱۸ نشان می‌دهند، در هر دو نازل مقدار فرکانس بدست آمده مشابه بوده و مقدار فرکانس به میزان ۴ برابر افزایش می‌یابد. استفاده از نازل با قطر ۳mm منجر به کاهش ۲۴ درصدی دامنه نوسان شده در حالی که با استفاده از نازل با قطر ۴/۵mm دامنه نوسان ۴۳ درصد کاهش یافته است.

### ۵- نتیجه گیری

در این پژوهش جریان در درفت تیوب یک مدل آزمایشگاهی با استفاده از دو هندسه ساده سازی شده دیفیوزر مستقیم و واقعی شبیه سازی عددی شده است. این شبیه سازی به صورت غیر پایا بوده و برای مرز ورودی و همچنین صحت سنجی از داده‌های آزمایشگاهی استفاده شده است. مدل‌های آشفنگی مختلفی نظیر  $k-\varepsilon$ ، SST  $k-\omega$ ، Realizable و RNG بررسی شده‌اند. با مقایسه نتایج حاصل با داده‌های آزمایشگاهی در هندسه دیفیوزر مستقیم مدل آشفنگی  $k-\varepsilon$  و در هندسه واقعی مدل آشفنگی SST  $k-\omega$  انتخاب شده است. همچنین روش‌های گسسته سازی مختلفی نظیر قاعده توانی، مرتبه دوم آپ ویند، MUSCL و QUICK مورد بررسی قرار گرفته‌اند. با مقایسه نتایج با داده‌های آزمایشگاهی و همچنین محاسبه درصد خطای همگرایی در هر دو هندسه، روش گسسته سازی قاعده توانی دارای بهترین پاسخ بوده است.

پس از شبیه سازی جریان، تزریق آب برای کاهش اثرات گرداب اضافه شده است. با توجه به اینکه در مطالعات پیشین انتخاب قطر نازل در دو هندسه تقارن محوری دو بعدی و سه بعدی دیفیوزر مستقیم صورت گرفته، در این تحقیق قطر مناسب نازل برای تزریق آب در هندسه واقعی درفت تیوب بدست آمده و با قطر نازل بدست آمده در هندسه دیفیوزر مستقیم مقایسه شده است. قطر مناسب برای تزریق از دو روش بدست آمده است. روش اول بر اساس تحقیقات پیشین و افت کلی در درفت تیوب بوده و روش دوم، روش جدید و پیشنهادی در این تحقیق و بر اساس نسبت افت کلی به ضریب بازیافت فشار بوده است. نتایج نشان می‌دهند استفاده از روش اول تفاوتی در قطر نازل بدست آمده در دو هندسه ایجاد نمی‌کند اما استفاده از روش پیشنهادی در این تحقیق باعث افزایش ۳۳ درصدی قطر نازل و بهبود ۱۶/۳ درصدی نوسان‌های سرعت می‌شود.

همچنین با استفاده از دو معادله ارایه شده برای محاسبه فرکانس گرداب و همچنین نتایج حاصل از شبیه سازی و بهره گیری از روش



Control of the Vortex Rope, *Journal of Applied Mechanics, Transaction of the ASME*, Vol. 81, pp., 061011:1-7, 2014.

[16] Foroutan H., *Simulation, Analysis, and Mitigation of Vortex Rope Formation in the Draft Tube of Hydraulic Turbines*, Phd Thesis, the Pennsylvania State University, the Graduate School, College of Engineering, 2015.

[17] WHITE F., *Viscose Fluid Flow*, Third Edition, McGraw-Hill, 2006.

[18] Chen C., Jaw S. Y., *Fundamentals of Turbulence Modeling*, Talor & Francis Inc., Washington, DC, 1998.

[19] Tian X., Pan H., Hong S. and Zheng Y., Improvement of Hydro-Turbine Draft Tube Efficiency Using Vortex Generator, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol.7, No. 7, pp. 1-8, 2015.

[20] Mauri S., *Numerical Simulation and Flow Analysis of an Elbow Diffuser*, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, 2002.

[21] Galvan S., Guibault F. and Reggio M., Optimization of the Inlet Velocity Profile of Turbine99 Draft Tube, *Proceedings of the third IAHR/ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow*, Porjus, Sweden, 2005.

[1] Jost D. and Lipej A. Numerical Prediction of Non-Cavitating and Cavitating Vortex Rope in a Francis Turbine Draft Tube. *Stojnikivestnik-Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 57, No. 6, p.445-456, 2011. DOI:10.5545/sv-jme.2010.068.

[2] Dörfler P. and Sick M., *Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery*, Springer-Verlag London, 2013.

[3] Kirschner O., Muntean S., Susan-Resiga R. and Ruprecht A., Swirling Flow in a Straight Cone Draft Tube: Axi-Symmetric Flow Analysis and Comparison with Circumferentially Averaged PIV Measurements, *2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, Timisoara, Romania, 2007.

[4] Rudolfá P. Connection between Inlet Velocity Field and Diffuser Flow Instability, *Applied and Computational Mechanics*, No. 3, pp. 177-184, 2009.

[5] Ruprecht A. and Helmrich T., Simulation of Vortex Rope in a Turbine Draft Tube, *Proceeding of the XXI st IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Lausanne, 2002.

[6] Fraser R., Desy N., Demers E., Deschenes C., Fau J.P. and Hamel S., *Improvement to Self-Venting Francis Turbine*, Report, Leval University Quebec & GE Energy, Canada 2004.

[7] Haung R., An Y., Lou X., Ji B. and Xu H., Numerical Simulation of Pressure Vibrations in a Francis Turbine Draft Tube with Air Admission, *Proceedings of the ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting and 11th International Conference on Nano channels, Micro channels, and Mini channels, FEDSM2014*, Chicago, Illinois, USA, 2014.

[8] Nakanishi K. and Uedea T. Air Supply into Draft Tube of Francis Turbine, *Fuji Electric Review*, Vol. 10, No. 3, pp. 81-91, 1964.

[9] Susan-Resiga R., Muntean S., Ciocan G.D. and Nennemann B., Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbine at Partial Discharge, *23<sup>rd</sup> IAHR Symposium, Yokohama*, 2006.

[10] Susan-Resiga R., Muntean S., Bosioc A., Stuparu A., Milos T., Baya A., Bernad S. and L.E. Anton, Swirling Flow Apparatus and Test Rig for Flow Control in Hydraulic Turbines Discharge Cone, *2<sup>nd</sup> IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, Timisoara, Romania, 2007.

[11] Susan-Resiga R., Muntean S., Stein P. and Avellan F., Axi-Symmetric Swirling Flow Simulation of the Draft Tube Vortex in Francis Turbines at Partial Discharge, *24<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and systems*, Foz Do Iguassu, October, 2008.

[12] Susan-Resiga R., Muntean S., Tanasa C. and Bosioc A., Three-Dimensional Versus Two-Dimensional Axisymmetric Analysis for Decelerated Swirling Flows, *Conference on Modeling Fluid (CMFF'09), the 14th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary*, September, 2009.

[13] Susan-Resiga R., Muntean S., V. Hasmatuch V., I. Anton I. and Avellan F. Analysis and Prevention of Vortex Breakdown in the Simplified Discharge Cone of a Francis Turbine, *Journal of Fluids Engineering, Transaction of the ASME*, Vol. 132, pp. 051102:1-15, 2010.

[14] Foroutan H. and Yavuzkurt S. Flow in the Simplified Draft Tube of a Francis Turbine Operating at Partial Load- Part I: Simulation of the Vortex Rope, *Journal of Applied Mechanics, Transaction of the ASME*, Vol. 81, pp., 061010:1-8, 2014.

[15] Foroutan H. and Yavuzkurt S. Flow in the Simplified Draft Tube of a Francis Turbine Operating at Partial Load- Part II: