



Development of a New Model for Prediction of Gas Turbine Flowmeter Performance Using CFD Simulation

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Rahmati B.¹ MSc,
Hashemabadi S.H.^{*1} PhD,
Salemi Mojarad M.² MSc

How to cite this article

Rahmati B, Hashemabadi S.H, Salemi Mojarad M. Development of a New Model for Prediction of Gas Turbine Flowmeter Performance Using CFD Simulation. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(7):1933-1941

ABSTRACT

The present study is a numerical model for prediction of turbine flowmeter performance, using the equation of motion based on torque balance theory. In this model, numerical simulations were carried out for a 2-inch diameter G65 and PN/ANSI 150 gas turbine flowmeter which was made by Vemtec Company, in steady state, using Multiple Reference Frame (MRF) model and Standard k- ϵ turbulence model using Fluent software. In order to model torque balance equation and calculate angular velocity of rotor, a UDF (User Defined Function) code was created and was added to the software. To evaluate the model's accuracy, simulation results were compared with experimental data which was obtained from manufacturer of the meter. The difference between the simulation results and experimental data was 0.16%, approximately, which indicates the validity of the proposed model in simulating of turbine gas flowmeter performance. The results obtained from the simulation depicted that the velocity distribution asymmetry was more than 0.4Q_{max} at the downstream of the meter; and because this phenomenon had no negative effect on flow measurement, the suitable length for the flow development for the downstream of meter was done using simulation at least 10 times the diameter of the pipe was proposed. Therefore, using the proposed model, the capital cost of design and optimization of turbine flowmeters can be reduced.

Keywords Gas Turbine Flowmeter; Torque Balance Theory; CFD Simulation; Multiple Reference Frame (MRF) Model

¹Chemical Engineering Department, Chemical, Petroleum & Gas Engineering Faculty, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

²Flow Measurement Research Center, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Chemical Engineering Department, Chemical, Petroleum & Gas Engineering Faculty, Iran University of Science & Technology, Narmak, Tehran, Iran. Postal Code: 1684613114.

Phone: +98 (21) 77240376

Fax: +98 (21) 77240495

hashemabadi@iust.ac.ir

Article History

Received: July 05, 2018

Accepted: December 10, 2018

ePublished: July 20, 2020

CITATION LINKS

[1] A new international standard, ISO 9951: the measurement of gas flow in closed conduits—turbine meters [2] Effects of intermittent flows on turbine gas meters accuracy [3] Turbine flowmeters: II. theoretical and experimental published information [4] Turbine flowmeter performance model [5] Theoretical prediction of meter factor for a helical turbine flowmeter [6] Numerical simulation of the turbine gas meter behavior in the pulsating flow [7] Effect of upstream velocity profile and integral flow straighteners on turbine flowmeters [8] Calculation of the flow around turbine flowmeter blades [9] A model for the prediction of turbine flowmeter performance [10] Experimental and numerical investigation of unsteady turbulent flow in a fluidic oscillator flow meter with derivation of characteristic diagram [11] Numerical test rig for turbine gas meter [12] Investigation of unsteady three-dimensional flow fields in a turbine flow meter [13] Using numerical simulation to optimize the design of gas turbine flowmeter sensor [14] Blade shape optimization of liquid turbine flow sensor [15] Research on the dynamic characteristics of a turbine flow meter [16] Turbine and related flowmeters: I. industrial practice [17] Handbook of lubrication and tribology, volume II: Theory and design [18] Transport phenomena [19] An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method [20] 12.0 user's guide [21] IGTm gas turbine meter with electronic outputs and mechanical counter: documentation and technical specifications

توسعه مدلی جدید با استفاده از شبیه‌سازی CFD برای پیش‌بینی عملکرد کنتور توربینی گاز

بهزاد رحمتی MSc

گروه مهندسی شیمی، دانشکده مهندسی شیمی، نفت و گاز، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

سیدحسین هاشم‌آبادی PhD

گروه مهندسی شیمی، دانشکده مهندسی شیمی، نفت و گاز، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

محمد سالمی مجرد MSc

پژوهشکده اندازه‌گیری جریان سیالات، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

چکیده

پژوهش حاضر، توسعه مدلی عددی برای پیش‌بینی عملکرد کنتور توربینی گاز با استفاده از معادله حرکت بر پایه تئوری تعادل گشتاور است. در این مدل با استفاده از دیدگاه قاب چرخان چندتایی و مدل اغتشاشی Standard k-ε شبیه‌سازی در حالت پایا بر روی یک کنتور توربینی گاز ۲ اینچ با ظرفیت ۶۵ G و کلاس ۱۵۰ ساخت شرکت ومنتک به‌وسیله نرم‌افزار فلوئنت انجام شد. جهت مدل‌کردن معادله تعادل گشتاور و محاسبه سرعت زاویه‌ای روتور، کد UDF مناسب ایجاد و به نرم‌افزار اضافه شد. برای ارزیابی دقت مدل، نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی به‌دست‌آمده از سازنده کنتور مورد مقایسه قرار گرفت که اختلاف نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی حدود ۰/۱۶٪ بود که نشان از اعتبار مدل ارائه‌شده در شبیه‌سازی عملکرد کنتور توربینی گاز است. نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی بیانگر عدم تقارن توزیع سرعت برای دبی‌های بیش از $Q_{max} 0/4$ در پایین‌دست کنتور بود و برای اینکه این پدیده تاثیر منفی بر اندازه‌گیری جریان نداشته باشد، طول مناسب برای توسعه‌یافتگی جریان برای پایین‌دست کنتور با استفاده از شبیه‌سازی انجام‌شده حداقل ۱۰ برابر قطر لوله پیشنهاد شد. بنابراین می‌توان با استفاده از مدل ارائه‌شده هزینه‌های سنگین طراحی و بهینه‌سازی کنتور توربینی را کاهش داد.

کلیدواژه‌ها: کنتور توربینی گاز، تئوری تعادل گشتاور، شبیه‌سازی CFD، دیدگاه قاب چرخان چندتایی (MRF)

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۴/۱۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۹/۱۹

*نویسنده مسئول: hashemabadi@iust.ac.ir

مقدمه

با افزایش روزافزون هزینه‌های اکتشاف و استخراج منابع طبیعی، اندازه‌گیری دقیق و کارآمد این مواد اولیه بسیار ضروری است. همچنین از نقطه نظر اقتصادی بین یک خریدار و فروشنده، حجم گاز یا نفت به فروش‌رسیده باید به‌طور دقیق اندازه‌گیری شود. با توجه به این مطالب انتظارات از سیستم‌هایی اندازه‌گیری خیلی بالا است. انتخاب یک کنتور مناسب به عوامل بسیاری همچون شرایط فرآیندی، محدوده اندازه‌گیری و ویژگی‌های سیال بستگی دارد. در حالی که در صنعت انواع متعددی از کنتورها وجود دارد، کنتورهای توربینی به‌خاطر مزیت‌هایی همچون سادگی در نصب، محدوده اندازه‌گیری بالا، تکرارپذیری خوب و دقت بالا، به دیگر کنتورها ترجیح داده می‌شوند. به همین علت، این ابزار اغلب برای

اندازه‌گیری مواد با ارزش مثل نفت خام، گاز و همچنین فرآورده‌های نفتی استفاده می‌شود.

کلمه توربین از چرخش لاتین مشتق شده است. یونان باستان ایده استفاده از چرخ‌های توربین افقی را به‌عنوان روتور چرخان یا توربین برای اندازه‌گیری جریان به‌وجود آورده بودند. کنتورهای گاز توربینی از سال ۱۹۰۱ برای اندازه‌گیری مورد استفاده قرار می‌گرفتند و این نشان از استفاده این ابزار در سال‌های خیلی دور است [1]. کنتورهای توربینی ابزاری مکانیکی هستند که سرعت چرخش روتور در این کنتورها متناسب با سرعت متوسط گاز و دبی عبوری است. همچنین کنتورهای توربینی جزء ابزاری هستند که به‌طور غیرمستقیم و براساس تبدیل انرژی جنبشی سیال به انرژی مکانیکی دورانی، سرعت جریان گاز عبوری و در نتیجه دبی گاز را اندازه‌گیری می‌کنند. بنابراین دقت اندازه‌گیری این ابزار به نحوه توزیع و همگن‌بودن گاز ورودی وابسته است [2]. برای تشخیص عملکرد و دقت کنتور توربینی قبل از اینکه در فرآیند اندازه‌گیری قرار گیرد باید کنتور، کالیبره شود که عموماً کالیبراسیون به‌صورت آزمایشگاهی انجام می‌گیرد و نتیجه آن منحنی منحصر به فرد است که انحراف اندازه‌گیری کنتور را نسبت به یک کنتور مرجع برحسب دبی حجمی عبور داده‌شده نشان می‌دهد و به آن منحنی خطای کنتور می‌گویند. به‌دست‌آوردن منحنی خطا برای هر کنتور به‌صورت متداول راهی زمان‌بر و پرهزینه است.

قبل از ظهور رایانه‌ها و قدرت فزاینده افزایش محاسبات، بیشتر تحقیقات مربوط به کنتورهای توربینی به‌صورت تحلیلی و آزمایشگاهی انجام می‌شد. باکر [3] در این زمینه به‌عنوان یک محقق برجسته شناخت می‌شود. او روش‌های مختلف طراحی صنعتی کنتور توربینی را بررسی نموده و تئوری‌ها و مطالعات تجربی مطرح‌شده مربوط به زمان قبل خود را به‌طور کامل خلاصه کرده است. تئوری تعادل گشتاورها در ابتدا توسط تامسون و گری [4] و همچنین تسوکاماتو و هاتون [5] ارائه شد. اساس و پایه این تئوری خنثی‌سازی اثر گشتاورها توسط یکدیگر است. سایر تحقیقات در ادامه، بیشتر بر روی به‌دست‌آوردن مدلی برای چرخش روتور به‌واسطه تئوری تعادل گشتاور متمرکز بودند. تحقیقات بسیاری نیز از تاثیر جریان‌های پالسی [6]، متناوب [2] و همچنین پروفایل جریان بالادست بر روی دقت کنتور توربینی انجام شده است [7]. در یک مطالعه، ژوا [8] بر روی کنتور توربینی اثر وجود جدایش جریان در نزدیک لبه جلویی و انتهایی پره روتور را مورد بررسی قرار داد. او همچنین مدلی برای پیش‌بینی عملکرد کنتور توربینی ارائه داده است [9]. در سال‌های اخیر مطالعات انجام‌شده به استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی برای درک بهتر عملکرد کنتورها تاکید دارند [10]. وجود یک مدل عددی اجازه بررسی پارامترهای هندسی، ایجاد معیار بهتر طراحی، تاثیر خواص و پارامترهای عملیاتی بر روی کنتور را می‌دهد. شبیه‌سازی‌ها و کدهای CFD (Computational Fluid Dynamics) امروزه به‌عنوان ابزاری قدرتمند قادرند مشکلات بسیار پیچیده را به اندازه کافی دقیق و در

که j ممان اینرسی توربین و M بردار برآیند گشتاور وارد بر روتور است. شبیه‌سازی انجام‌شده به‌صورت پایا بوده و با توجه به این فرض سمت چپ معادله ۱ برابر صفر می‌شود.

$$M = 0 \quad (2)$$

گشتاور وارده بر روتور (M) شامل گشتاور محرکه (T_d)، گشتاور ناشی از اصطکاک سیال (T_{vis}) و گشتاورهای اصطکاک مکانیکی یاتاقان (T_b) و مغناطیسی (T_{magnet}) است.

$$M = T_d - (T_{vis} + T_b + T_{magnet}) \quad (3)$$

گشتاور محرکه و گشتاور ناشی از اصطکاک سیال خود شامل چندین گشتاور هستند که بر نقاط مختلف روتور وارد و به‌صورت معادلات ۴ و ۵ نوشته می‌شوند:

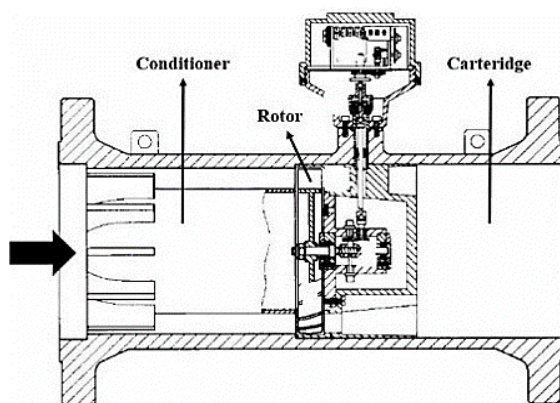
$$T_d = T_{dp} - T_{ds} \quad (4)$$

$$T_{vis} = T_{ip} + T_{is} + T_{hub} + T_{tip\ clearance} + T_{leading\ edge} + T_{tailing\ edge} + T_{hub\ disk} \quad (5)$$

T_{dp} و T_{ds} گشتاورهای محرکه و T_{ip} و T_{is} نیز گشتاورهای ناشی از اصطکاک سیال به‌ترتیب بر روی سطوح فشاری و مکشی پره‌های روتور هستند. دیگر ترم‌های سمت راست معادله ۵ گشتاورهای اصطکاکی سیال بر نقاط دیگر روتور هستند. به‌علت کوچک‌بودن ترم T_{magnet} نسبت به سایر ترم‌ها، از واردکردن اثر آن صرف نظر شده است. با جای‌گذاری معادلات ۴ و ۵ در معادله ۳، معادله تعادل گشتاور در حالت پایا به‌دست می‌آید:

$$M = (T_{dp} - T_{ds}) - (T_{ip} + T_{is} + T_{hub} + T_{tip\ clearance} + T_{leading\ edge} + T_{tailing\ edge} + T_{hub\ disk} + T_b) \quad (6)$$

با استفاده از شبیه‌سازی گشتاورهای محرکه و اصطکاکی سیال قابل محاسبه هستند اما گشتاور اصطکاکی یاتاقان را نمی‌توان به‌دست آورد، بنابراین اثر این گشتاور به‌صورت یک عبارت وارد شبیه‌سازی شده است.



شکل ۱) شکل هندسی یک کنتور توربینی گاز [16]

گشتاور اصطکاکی یاتاقان

گشتاور اصطکاکی یاتاقان شامل دو بخش است: ۱- بخشی که به سرعت زاویه‌ای وابسته نبوده و به‌عنوان اصطکاک به‌وجود آمده از سطح یاتاقان و یا اصطکاک ایستا از آن صحبت می‌شود، و ۲-

زمان قابل قبول برای استفاده عملی، حل نمایند. با وجود چنین پیشرفت گسترده‌ای تعداد مطالعات انجام‌شده در زمینه کنتورهای توربینی با استفاده از شبیه‌سازی CFD بسیار کم است. هوچ و فون لاوانته [11]، یک کنتور توربینی گاز ۳ اینچ (DN80) ساخت شرکت RMG را با استفاده از نرم‌افزار CFX شبیه‌سازی نمودند. هدف از این مطالعه ارایه راه‌حلی برای جایگزینی آزمایش‌های زمان‌بر و پرهزینه کالیبراسیون کنتور توربینی و به‌دست‌آوردن نمودار خطا از روشی دیگر بود. آنها شاهد سازگاری نتایج خود با داده‌های تجربی در دبی‌های عملیاتی و بیشترین انحراف در مقدار دبی حداقل بودند که به غلبه نیروی اصطکاک در این دبی ارتباط داده شد. همچنین در مطالعه‌ای دیگر فون لاوانته [12]، یک کنتور توربینی ۱۶ اینچ (DN150) را با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت و کدنویسی به‌صورت ناپایا، تراکم‌پذیر و مدل گاز ایده‌آل را شبیه‌سازی کرد. هدف او توصیف میدان جریان داخلی کنتور و بهبود طراحی این ابزار اندازه‌گیری بود. پی و همکاران [13]، در مطالعه‌ای دیگر یک کنتور توربینی گاز ۲ اینچ (DN50) را به‌صورت ناپایا و تراکم‌پذیر با استفاده از مدل اغتشاش $k-\epsilon$ Realizable و مدل نواحی متحرک قاب چرخان چندتایی شبیه‌سازی کردند. هدف از این مطالعه بهینه‌سازی طراحی کنتورهای توربینی، بررسی توزیع سرعت و به‌دست‌آوردن ضریب k بود. آنها شاهد این موضوع بودند که در شروع جریان، خطای نسبی بین مقدار آزمایشگاهی و شبیه‌سازی زیاد است و با افزایش جریان این خطا کاهش پیدا می‌کند. جیو و همکاران [14]، در مطالعه‌ای به بهینه‌سازی شکل پره کنتور توربینی با استفاده از شبیه‌سازی CFD پرداختند. یون و ژانگ [15]، ویژگی‌های دینامیکی کنتور توربینی را مورد بررسی قرار دادند.

در این پژوهش، به توسعه مدلی برای پیش‌بینی عملکرد یک کنتور توربینی گاز ۲ اینچ (DN50) ساخت شرکت ومتک با استفاده از شبیه‌سازی CFD پرداخته شده است. در اغلب مطالعات گذشته برخی از گشتاورهای وارد بر روتور نادیده گرفته شده اما سعی شده تمام گشتاورهای موثر بر روی کنتور با استفاده از یک کد (User Define Function) UFD به شبیه‌سازی اضافه شود.

تئوری مدل CFD

تئوری تعادل گشتاور

یک کنتور توربینی گاز از سه بخش اصلی یکسوکننده جریان، روتور و کارتریج تشکیل شده است که در شکل ۱ نشان داده شده است. با عبور جریان از داخل کنتور نیرویی مماسی بر پره‌های روتور وارد می‌شود که سبب به حرکت درآمدن روتور و محاسبه جریان عبوری می‌شود. برای محاسبه سرعت زاویه‌ای روتور باید معادله تعادل گشتاور بر روی روتور حل شود. معادله ۱ بیانگر تعادل گشتاور بر روتور است [3]:

$$M = j \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

از گرادیان سرعت متوسط است. گرانشی ناشی از اغتشاش جریان از معادله ۱۴ محاسبه می‌شود:

$$\mu^t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (14)$$

که در این فرمول C_μ یک ثابت است. ضرایب و ثوابت مربوط به مدل Standard k-ε در جدول ۱ آورده شده است [20].

جدول ۱ ضرایب تجربی مدل اغتشاشی [20]

مقدار	ضرایب تجربی
۰/۰۹	C_μ
۱	σ_ε
۱	σ_k
۱/۹۲	$C_{2\varepsilon}$
۱/۴۴	$C_{1\varepsilon}$

در نهایت برای محاسبه تنسور تنش رینولدز، از رابطه بوسینیسک استفاده می‌شود:

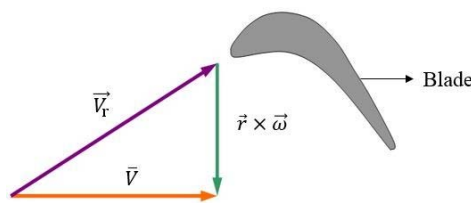
$$\tau_{ij} = -2\mu^t \dot{\gamma}_{ij} + \frac{2}{3}[(\rho k + \mu^t(\nabla \cdot u))]\delta_{ij} \quad (15)$$

$$\dot{\gamma}_{ij} = \frac{1}{2}(\nabla u + \nabla u) \quad (16)$$

معادلات حاکم بر میدان جریان در ناحیه روتور

معادله پیوستگی

در مختصات متحرک و برای توربو ماشین‌ها سرعت نسبی $(\vec{V}_r)$ با توجه به شکل ۲، از معادله ۱۷ به‌دست می‌آید [18]:



شکل ۲ ارتباط بین سرعت نسبی با سرعت مطلق و دورانی

$$\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{u}_r \quad (17)$$

$$\vec{u}_r = \vec{V}_t + \vec{r} \times \vec{\omega} \quad (18)$$

در معادله ۱۷، سرعت مطلق و $\vec{u}_r$ سرعت مختصات چرخان و در معادله ۱۸، سرعت انتقالی و $\vec{r} \times \vec{\omega}$ سرعت چرخشی مختصات است. در توربو ماشین‌ها سرعت انتقالی صفر است. بنابراین سرعت نسبی به‌صورت معادله ۱۹ به‌دست می‌آید:

$$\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{r} \times \vec{\omega} \quad (19)$$

در نتیجه معادله پیوستگی در نواحی متحرک برای جریان تراکم ناپذیر و پایا به‌صورت معادله ۲۰ است [20]:

$$\nabla \cdot (\vec{V}_r) = 0 \quad (20)$$

معادله مومنتوم

معادلات مومنتوم توربو ماشین‌ها، در مختصات دورانی و در نرم‌افزار فلونت به دو صورت فرمولاسیون نسبی و فرمولاسیون مطلق در دسترس هستند [20].

بخشی که با سرعت زاویه‌ای به‌صورت خطی مرتبط و عمدتاً ناشی از اصطکاک گرانشی در یاتاقان است.

نیروی اصطکاک ایستا

اصطکاک ایستا با استفاده از معادله ۷ محاسبه می‌شود:

$$F_s = \mu_s N \quad (7)$$

که μ_s ضریب اصطکاک بین سطح روتور و شافت است و به جنس سطوح وابسته است. مقدار این ضریب برابر ۰/۶۱ به‌دست آمد. N نیروی نرمال است و مقدارش برابر با وزن روتور است [17].

نیروی اصطکاک ناشی از گرانشی

این نیرو با استفاده از نظریه تسوکاموتو و هاتون [5] به شکل معادله ۸ است.

نیروی اصطکاک = (تنش برشی) × (مساحت) × (عدد رینولدز) × $f(Re)$

$$F_\mu = \left(\frac{r_b \omega \mu_{lub}}{c}\right)(2\pi r_b l_b) \left(\frac{\rho_{lub}(r_b \omega)c}{\mu_{lub}}\right) f(Re) \quad (8)$$

$$f(Re) = \begin{cases} \frac{2}{Re}, & Re < 1000 \\ \frac{0.016}{Re^{0.25}}, & Re > 1000 \end{cases}$$

در نتیجه گشتاور اصطکاکی یاتاقان از معادله ۹ محاسبه می‌شود:

$$T_b = (F_s + F_\mu)r_b \quad (9)$$

معادلات حاکم و روش شبیه‌سازی

معادلات حاکم بر میدان جریان در ناحیه استاتور

در ناحیه استاتور و برای یک جریان تراکم‌ناپذیر و پایا معادلات پیوستگی و مومنتوم در مختصات کارتزین توسط نرم‌افزار تجاری فلونت حل شد (معادلات ۱۰ و ۱۱):

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (10)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{u}\vec{u}) = -\nabla P - \nabla \cdot (\tau + \tau^t) \quad (11)$$

که P فشار، τ تنش ناشی از گرانشی مولکولی سیال و τ^t تنسور تنش درهم یا تنش ناشی از گرانشی اغتشاشی است که با حل مدل اغتشاشی به‌دست می‌آید [18, 19].

مدل اغتشاش Standard k-ε

اغلب برای شبیه‌سازی توربو ماشین‌ها از مدل‌های اغتشاشی نیمه‌تجربی k-ε استفاده می‌شود که مدلی نسبتاً کامل و عمومی بوده و برای تشریح آشفتگی به‌کار می‌رود. در این مطالعه از مدل Standard k-ε به‌دلیل پایین‌بودن زمان محاسباتی و همچنین دقت خوب آن بهره‌برده شده است. در این مدل، دو معادله بقای انرژی جنبشی اغتشاشی (k) و نرخ تلفات اغتشاشی (ε) حل می‌شوند [19]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho u k) = \left[\mu - \frac{\mu^t}{\sigma_k}\nabla k\right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho u \varepsilon) = \left[\mu - \frac{\mu^t}{\sigma_\varepsilon}\nabla \varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon}G_k - C_{2\varepsilon}\rho \varepsilon) \quad (13)$$

که $C_{1\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ ثوابت معادلات، σ_k و σ_ε به‌ترتیب عدد پراشتل اغتشاشی برای k و ε ، μ و μ^t به‌ترتیب گرانشی مولکولی و گرانشی اغتشاشی و G_k ترم تولید انرژی جنبشی اغتشاشی ناشی

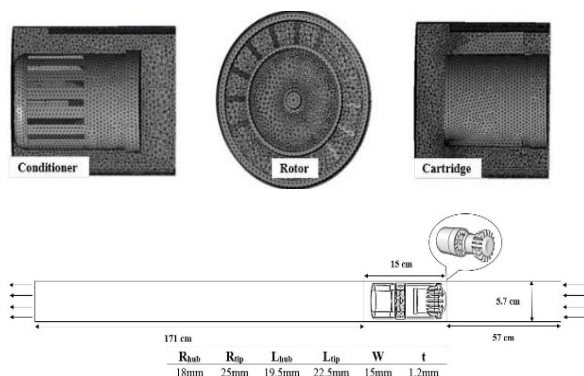
معادلات سه‌بعدی حاکم بر میدان جریان شامل پیوستگی، مومنتوم و مدل اغتشاشی (Standard k-ε) در مختصات کارتزین، حالت پایا و سیال تراکم‌ناپذیر بر پایه فشار با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت ۱۶/۰ حل شد. از طرح بالادست درجه دوم برای انفصال‌سازی ترم‌های جابه‌جایی معادلات مومنتوم، k و ε بهره برده شد. برای همگرایی هر چه بهتر شبیه‌سازی، ضرایب تخفیف مومنتوم k و ε بر روی ۰/۲ تنظیم شد. همچنین الگوریتم سیمپل برای حل همزمان معادلات فشار و سرعت و توابع استاندارد دیواره برای وارد کردن اثر این ناحیه در شبیه‌سازی به‌کار گرفته شد.

حل معادلات در شبیه‌سازی به‌صورت پردازش موازی و بر روی یک سیستم با پردازنده i7-2600K، حافظه ۱۲ گیگابایت و سیستم عامل ویندوز ۷ انجام شده است.

دامنه محاسباتی و شرایط مرزی

جهت شبیه‌سازی کنتور توربینی گاز هندسه یکسوکنده و کارتریج با استفاده از نرم‌افزار سالیدورک ۲۰۱۵ و هندسه روتور توسط اسکن سه‌بعدی (به‌دلیل اهمیت بالای این قطعه) ترسیم و با استفاده از نرم‌افزار انسیس ۱۶/۰ شبکه‌بندی شد. ساختار کلی هندسه از ۵ قسمت لوله ابتدایی (به اندازه ۱۰ برابر قطر کنتور)، یکسوکنده، روتور، کارتریج و لوله انتهایی (به اندازه ۳۰ برابر قطر کنتور) تشکیل و به‌دلیل پیچیدگی در هندسه یکسوکنده، روتور و کارتریج از شبکه‌بندی بی‌سازمان برای این بخش‌ها استفاده شد. دامنه شبیه‌سازی و همچنین نمونه‌ای از شبکه‌بندی انجام‌شده برای سه بخش اصلی کنتور در شکل ۴ آورده شده است.

شرایط مرزی مورد استفاده و اطلاعات مربوط به سیال مورد شبیه‌سازی به‌ترتیب در جداول ۲ و ۳ آورده شده است. همچنین فشار عملیاتی نیز فشار اتمسفریک (۱۰۰۰۰۰ پاسکال) تنظیم شد.



شکل ۴) شبکه‌بندی در بخش‌های یکسوکنده، روتور و کارتریج و دامنه محاسباتی

جدول ۲) شرایط مرزی شبیه‌سازی

شرایط مرزی شبیه‌سازی	
ورودی	سرعت
خروجی	فشار
دیواره	سطح صاف
مرز ناحیه استاتور و روتور	فصل مشترک

معادلات با فرمولاسیون نسبی از سرعت نسبی به‌عنوان متغیر وابسته استفاده می‌کنند ولی در فرمولاسیون مطلق سرعت مطلق است که این نقش را برعهده دارد.

فرمولاسیون نسبی

در شرایط پایا و جریان تراکم‌ناپذیر معادله مومنتوم در فرمولاسیون نسبی به شکل معادله ۲۱ نوشته می‌شود:

$$\nabla(\rho \vec{V}_r \vec{V}_r) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{V}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla P + \nabla \vec{\tau}_r + \vec{F} \quad (21)$$

$$\vec{\tau}_r = \mu \left[(\nabla \vec{V}_r + \nabla \vec{V}_r^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V}_r \vec{I} \right] \quad (22)$$

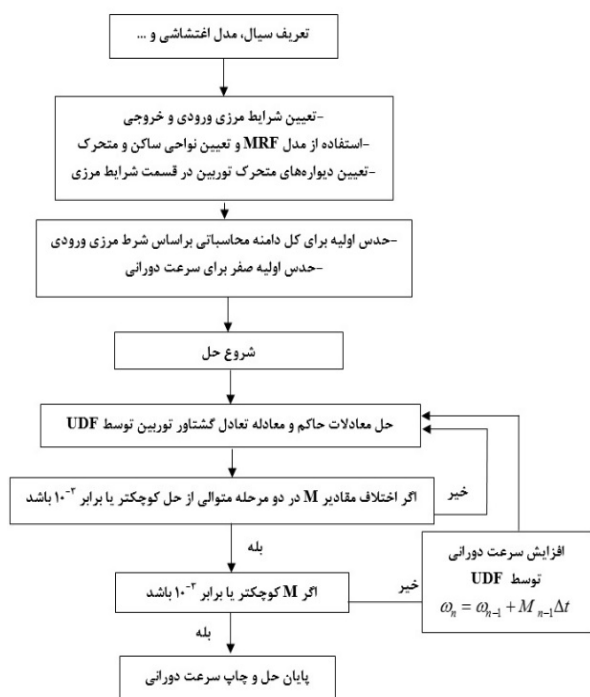
فرمولاسیون مطلق

در شرایط پایا و جریان تراکم‌ناپذیر معادله مومنتوم در فرمولاسیون مطلق به‌صورت معادله ۲۳ نوشته می‌شود:

$$\nabla(\rho \vec{V}_r \vec{V}) + \rho(\vec{\omega}(\vec{V} - \vec{V}_r)) = -\nabla P + \nabla \vec{\tau}_r + \vec{F} \quad (23)$$

روند شبیه‌سازی

هدف اصلی مدل‌سازی کنتور توربینی در حالت پایا، محاسبه سرعت زاویه‌ای روتور متناسب با دبی ورودی به آن است. برای شبیه‌سازی کنتور توربینی، از دیدگاه قاب چرخان چندتایی و معادله تعادل گشتاور استفاده شد که بدین منظور کدنویسی مناسب ایجاد و به نرم‌افزار اضافه شد. کد نوشته‌شده، در هر مرحله گشتاورها را محاسبه کرده و تا زمانی که اختلاف گشتاورها در دو مرحله متوالی کمتر یا مساوی ۱۰^{-۳} شود، محاسبات را ادامه می‌دهد. مقدار سرعت زاویه‌ای در هر مرحله با استفاده از فرمول موجود در کد، زیاد می‌شود و این روند تا زمانی که مقدار گشتاور به اندازه کافی کوچک شود ادامه پیدا کرده تا مقدار نهایی سرعت زاویه‌ای به‌دست آید. الگوریتم حل معادلات در شکل ۳ آورده شده است.



شکل ۳) روند شبیه‌سازی برای پیش‌بینی عملکرد کنتور

پارامتر	مقدار
سیال	هوا
دما ($^{\circ}\text{C}$)	۲۵
چگالی (kg/m^3)	۱/۱۶
لزجت دینامیکی (kg/m.s)	۱/۷۹

تجزیه و تحلیل نتایج

بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی محاسباتی

برای بررسی نتایج عددی، نخست نیاز به شبیه‌سازی مستقل از شبکه است. از چهار شبکه با تراکم‌های مختلف و روش مشابه در تولید برای یافتن بهترین شبکه محاسباتی استفاده شد. نتایج استقلال از شبکه‌بندی محاسباتی برای شبیه‌سازی در دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت و پارامتر سرعت زاویه‌ای به‌عنوان معیار انتخاب شبکه‌بندی بهینه در جدول ۴ نشان داده شده است. در نهایت شبکه‌بندی با تراکم ۳۳۷۲۰۱ هم از نظر دقت و هم از نظر زمان محاسباتی به‌عنوان شبکه‌بندی بهینه انتخاب شد.

جدول ۴) نتایج استقلال از شبکه‌بندی برای دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت و پارامتر سرعت چرخش به‌عنوان معیار

تراکم شبکه‌بندی	سرعت زاویه‌ای (rad/s)	قدر مطلق تغییرات (%)	زمان محاسباتی (hr)
۱۸۷۵۸۲	۱۴۱۶/۸۰	-	۱۸
۳۳۷۲۰۱	۱۴۳۶/۹۰	۱/۴۲	۲۲
۵۰۱۸۵۰	۱۴۳۸/۴۰	۱/۵۲	۴۰
۷۶۱۷۳۹	۱۴۴۰/۲۵	۱/۶۵	۴۸

اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی مدل عددی از نتایج ارائه‌شده توسط شرکت سازنده کنتور استفاده و اعتبارسنجی برای سرعت زاویه‌ای در دبی $Q_{\max}$ که ۱۴۳۴/۶۶ رادیان بر ثانیه است، انجام شد [21]. مقدار به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی برای سرعت زاویه‌ای روتور در فشار اتمسفریک برای سه مدل به شرح ذیل بررسی شد.

۱- بدون در نظر گرفتن گشتاور اصطکاکی یاتاقان ($T_b = 0$)

۲- گشتاور اصطکاکی یاتاقان ناشی از گرانشی ($T_b = F_s \cdot r_b$)

۳- گشتاور اصطکاکی یاتاقان ناشی از اصطکاک سطح و گرانشی (معادله ۹)

خطای نسبی ارائه‌شده در جدول ۵ از رابطه ۲۴ به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$\%ER = \frac{\omega_{CFD} - \omega_{exp}}{\omega_{exp}} \quad (24)$$

جدول ۵) مقایسه سرعت زاویه‌ای شبیه‌سازی برای مدل‌های مختلف گشتاور اصطکاکی یاتاقان

مدل	سرعت چرخش CFD (rad/s)	خطای نسبی (%)
۱	۱۴۴۹	۱
۲	۱۴۴۸/۵۶	۰/۹۷
۳	۱۴۳۶/۹۰	۰/۱۶

بررسی گشتاورها

در جدول ۶ گشتاورهای وارده بر روی روتور نشان داده شده است. نتایج بیانگر اهمیت بالای گشتاورهای اصطکاکی سطح پره به‌دلیل وجود لایه مرزی و گشتاور یاتاقان در عملکرد کنتور است. زمانی که دبی جریان افزایش پیدا می‌کند، گشتاور اصطکاکی سطح بدنه روتور و لبه بالایی پره نیز به گشتاورهای مهم تبدیل می‌شوند. همچنین گشتاور یاتاقان در طول افزایش دبی با تغییرات کمی روبه‌رو بوده که نشان‌دهنده غالب‌بودن نیروی اصطکاک ایستا نسبت به نیروی ناشی از گرانشی در این گشتاور است.

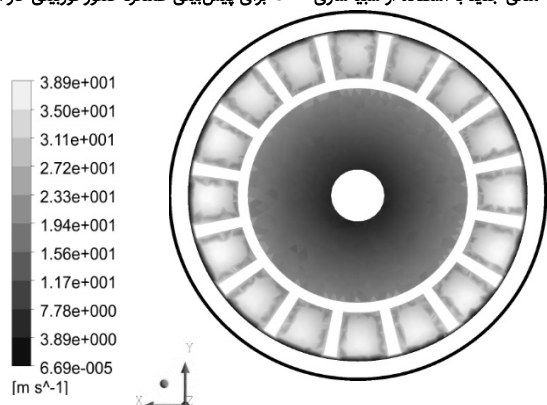
جدول ۶) گشتاورهای وارد شده بر روتور کنتور توربینی گاز ۲ اینچ

پارامتر	مقدار	دبی حجمی
$T_d \times 10^{-5} \text{ (N.m)}$	۱۶۶	۱۲۴
$T_b \times 10^{-6} \text{ (N.m)}$	۱۳۸	۱۳۵
$T_{is} \times 10^{-6}$	۱۵۹	۳۱
$T_{ip} \times 10^{-6}$	۱۹۱	۴۳
$T_{hub} \times 10^{-6}$	۹۳	۲۲
$T_{hub disk} \times 10^{-6}$	۱۴	۲
$T_{tip clearance} \times 10^{-6}$	۳۵	۷
$T_{leading edge} \times 10^{-6}$	۱۶	۱
$T_{trailing edge} \times 10^{-6}$	۱۶	۴

تحلیل میدان سرعت

همان‌طور که از شکل ۵ مشخص است میدان جریان درون کنتور خیلی پیچیده است. در این شکل میدان جریان در ۳ دبی عملیاتی بررسی شده است. میدان جریان در لوله ورودی طبق نظریه مقدار طول مناسب به‌صورت توسعه یافته است و با رسیدن به روتور و پایین‌دست کنتور توزیع سرعت به‌طور ناگهانی تغییر می‌کند. هنگامی که دبی جریان افزایش می‌یابد در پایین‌دست کنتور توزیع سرعت از حالت متقارن خود خارج شده و این پدیده می‌تواند به‌دلیل عدم تقارن در قسمت کارتریج کنتور باشد که در شکل ۶ نشان داده شده است. برای اینکه این پدیده تأثیر منفی بر روی عملکرد اندازه‌گیری کنتور نداشته باشد باید طولی مناسب برای خروجی جریان در نظر گرفته شود. طبق بررسی‌های صورت‌گرفته حداقل طول مناسب، ۱۰ برابر قطر ورودی به کنتور برای پایین‌دست پیشنهاد می‌شود.

در شکل‌های ۷ و ۸ توزیع سرعت بر روی روتور و در فضای بین پره‌ها برای دبی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل ۷ مشخص است توزیع سرعت بر روی روتور به‌صورت شعاعی است و بیشترین سرعت در خارجی‌ترین بخش پره اتفاق می‌افتد. همچنین از شکل ۸ می‌توان دید که توزیع سرعت در فضای بین پره‌ها دارای الگوی مشابهی نیست که این مساله به‌دلیل شکل هندسی، شرایط بالادست و پایین‌دست کنتور است. تعداد تیغه‌های نگه‌دارنده، انحنای پره‌های روتور و طول لوله بالادست بر توزیع سرعت بین پره‌ها تأثیر گذاشته و سبب ایجاد

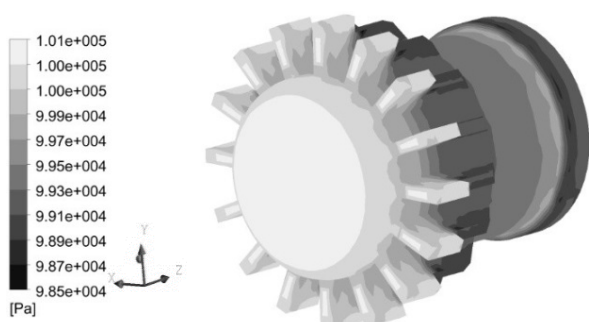


شکل ۸) توزیع سرعت در بین پره های روتور در دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت

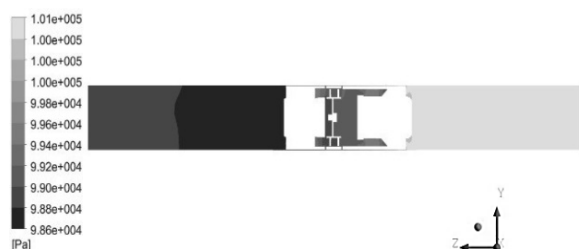
تحلیل میدان فشار

در شکل‌های ۹ تا ۱۱ توزیع فشار استاتیکی به ترتیب بر روی سطح یکسوکنده جریان، کنتور توربینی و روتور نشان داده شده است. با ورود جریان به داخل یکسوکنده سطح مقطع سرعت جریان در طول بدنه می‌کند، به سبب کاهش سطح مقطع سرعت جریان در طول بدنه یکسوکنده افزایش و فشار کاهش می‌یابد (شکل ۹). همچنین در جلوی یکسوکنده نقطه ایستایی به دلیل برخورد سیال با دماغه یکسوکنده توسعه پیدا کرده است.

همان طور که در شکل ۱۰ مشخص است، بیشتر تغییرات فشار استاتیکی در محدوده بالادست یکسوکنده و پره‌های روتور اتفاق می‌افتد و این بدین معنی است که عامل اصلی افت فشار پیچیدگی در قسمت ورودی، پره‌های روتور و فضای بین دیواره کنتور و یکسوکنده است.

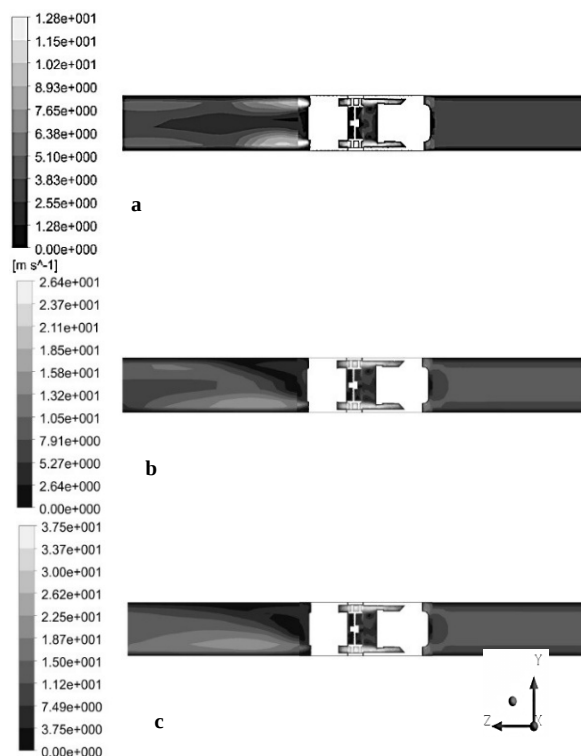


شکل ۹) کانتور فشار استاتیکی بر روی یکسو کننده جریان در دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت



شکل ۱۰) کانتور فشار استاتیکی در کنتور توربینی: دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت

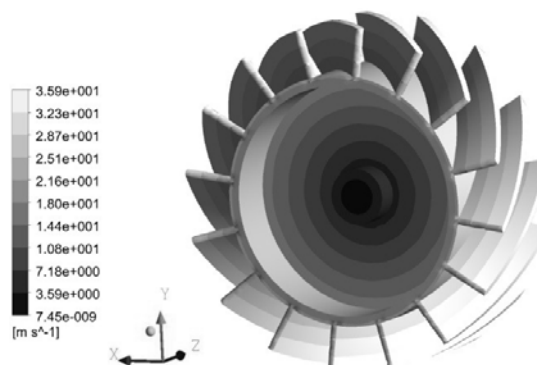
اختلاف توزیع سرعت در این ناحیه می‌شود. به همین دلیل در اکثر شبیه‌سازی‌ها، کل هندسه کنتور در نظر گرفته می‌شود و از شرایط تناوبی استفاده نمی‌شود.



شکل ۵) توزیع سرعت: (a) ۳٪، (b) ۷۰٪، (c) ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت

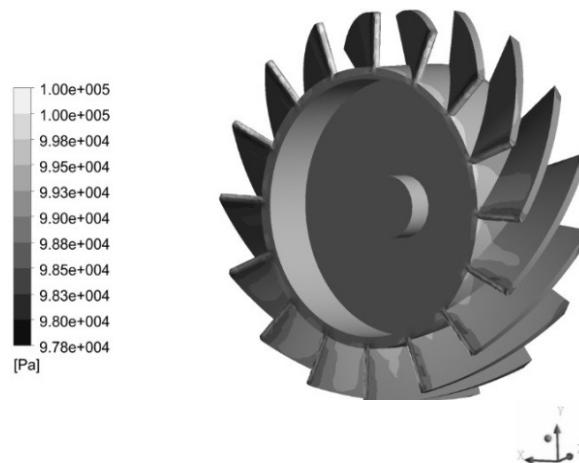


شکل ۶) کارتریج کنتور توربینی گاز



شکل ۷) توزیع سرعت بر روی سطح روتور در دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت

با توجه به شکل ۱۱ و لبه خمیده پره، ابتدا جریان با برخورد به این ناحیه از روتور سبب افزایش فشار و به وجود آمدن ناحیه ایستایی دیگر و سپس سبب کاهش آن می شود. اما بعد از عبور جریان از سطح لبه پره دوباره به دلیل وجود لایه مرزی ایجاد می شود بر روی سطح پره، فشار افزایش می یابد.



شکل ۱۱) کانتور فشار استاتیکی بر روی روتور در دبی حجمی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت

نتیجه گیری

در این پژوهش یک کنتور توربینی گاز ۲ اینچ (DN50) و ظرفیت ۶۵ G، ساخت شرکت ومنتک با استفاده از معادله حرکت بر پایه تئوری تعادل گشتاورها در شرایط پایا مدل سازی و با استفاده از نرم افزار فلونت شبیه سازی شد. در شبیه سازی جریان درهم از مدل Standard k-ε و از مدل قاب چرخان چندتایی برای ناحیه روتور استفاده شد. با استفاده از داده های ارایه شده توسط سازنده مدل توسعه داده شده برای هوا اعتبارسنجی و خطای نسبی در حدود ۱۶٪ حاصل شد؛ لذا مدل توسعه داده شده توانایی پیش بینی خوبی دارا است و می توان به نتایج به دست آمده از آن در کنتورهای توربینی و توربوماشین ها اعتماد نمود. خروجی این مطالعه ارایه مدل عددی است که می توان از آن در مطالعه پارامتری کنتور توربینی، کاهش هزینه های سنگین آزمایشگاهی و بررسی طرح های جدید یا اصلاح کنتور بهره برد.

تشکر و قدردانی: مقاله حاضر، بخشی از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد مصوب دانشگاه علم و صنعت ایران است که نویسندگان ار حمایت آنان تشکر می نمایند.

تاییدیه اخلاقی: کلیه موارد اخلاقی رعایت شده است.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان ذکر نشده است.

سهم نویسندگان: بهزاد رحمتی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۷۰٪)؛ سیدحسین هاشم آبادی (نویسنده دوم)، روش شناس (۲۰٪)؛ محمد سالمی مجرد (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی (۱۰٪).

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان ذکر نشده است.

فهرست علائم

c	فاصله بین شکاف روتور و شافت (m)
ER	درصد خطا
F	نیروی حجمی (Nm^{-3})
f_s	نیروی اصطکاک ایستا (N)
f_μ	نیروی اصطکاک بواسطه گرانشی (N)
G_k	تولید انرژی جنبشی اغتشاشی
I	بردار یک
j	ممان اینرسی روتور ($kg.m^2$)
k	انرژی جنبشی اغتشاشی ($m^2.s^{-2}$)
L_{hub}	طول پره در شعاع بدنه روتور (m)
L_{tip}	طول پره در شعاع لبه پره (m)
l	طول (m)
M	برآیند گشتاورها بر روی روتور (Nm)
N	نیروی نرمال (N)
P	فشار ($kgm^{-1}.s^{-2}$)
Q_{max}	حداکثر دبی حجمی ($m^3.s^{-1}$)
R_{hub}	شعاع بدنه روتور
R_{tip}	شعاع روتور از لبه بالایی پره (m)
r	شعاع (m)
Re	عدد رینولدز
T_d	گشتاور محرکه بر روی پره ها (Nm)
T_{vis}	گشتاور اصطکاکی جریان سیال (Nm)
T_b	گشتاور اصطکاکی یاتاقان (Nm)
T_{magnet}	گشتاور اصطکاک مکانیکی نقاط مغناطیسی (Nm)
T_{dp}	گشتاور محرکه بر روی سمت فشاری پره های روتور (Nm)
T_{ds}	گشتاور محرکه بر روی سمت مکشی پره های روتور (Nm)
T_{ip}	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی سمت فشاری پره های روتور (Nm)
T_{is}	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی سمت مکشی پره های روتور (Nm)
$T_{tip\ clearance}$	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی طوقه یا لبه بالایی پره های روتور (Nm)
T_{hub}	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی نگه دارنده روتور (Nm)
$T_{leading\ edge}$	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی لبه جلویی پره های روتور (Nm)
$T_{tailing\ edge}$	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی لبه انتهایی پره های روتور (Nm)
$T_{hub\ disk}$	گشتاور اصطکاکی سیال بر روی سطح دیسکی روتور (Nm)
t	ضخامت پره های روتور (m)
u	سرعت ($m.s^{-1}$)
v	سرعت مطلق (ms^{-1})
V_r	سرعت نسبی (ms^{-1})
V_t	سرعت انتقالی (ms^{-1})
W	عرض روتور (m)
علائم یونانی	
$\dot{\gamma}$	تنسور نرخ کرنش (s^{-1})
δ_{ij}	دلتای کرانک
ε	نرخ تلفات انرژی جنبشی بواسطه اغتشاش ($m^2.s^{-3}$)
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}.s^{-1}$)
μ^t	گرانروی اغتشاشی ($kgm^{-1}.s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ_k	عدد پرانتل برای انرژی جنبشی اغتشاشی
σ_ε	عدد پرانتل برای نرخ تلفات اغتشاشی

performance. Flow Measurement and Instrumentation. 1992;3(1):37-43.

10- Madadkon H, Fadaei Tehrani A, Nili Ahmadabadi M. Experimental and numerical investigation of unsteady turbulent flow in a fluidic oscillator flow meter with derivation of characteristic diagram. Modares Mechanical Engineering. 2013;12(5):30-42. [Persian]

11- Hoch T, Von Lavante E. Numerical test rig for turbine gas meter. XIX IMEKO World Congress Fundamental and Applied Metrology, Unknown Date of conferenc, Lisbon, Portugal. Unknown Publisher; 2009.

12- Von Lavante E. Investigation of unsteady three-dimensional flow fields in a turbine flow meter. In: Merzkirch W. Fluid mechanics of flow metering. Heidelberg: Springer; 2005.

13- Pei JH, Su ZD, Zhang K. Using numerical simulation to optimize the design of gas turbine flowmeter sensor. In Advanced Materials Research. 2013;712-715:1910-1913.

14- Guo S, Zhang T, Sun L, Yang Z, Yang W. Blade shape optimization of liquid turbine flow sensor. Transactions of Tianjin University. 2016;22(2):144-150.

15- Yuan Y, Zhang T. Research on the dynamic characteristics of a turbine flow meter. Flow Measurement and Instrumentation. 2017;55:59-66.

16- Baker RC. Turbine and related flowmeters: I. industrial practice. Flow Measurement and Instrumentation. 1991;2(3):147-161.

17- Bruce RW. Handbook of lubrication and tribology, volume II: Theory and design. Boca raton: CRC press; 2012.

18- Bird RB. Transport phenomena. Applied Mechanics Reviews. 2002;55(1):1-4.

19- Versteeg HK, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method. London: Pearson; 2007.

20- Fluent A. 12.0 user's guide. Canonsburg: Ansys Inc; 2009.

21- Vemmtec. IGTM gas turbine meter with electronic outputs and mechanical counter: documentation and technical specifications [Internet]. Potsdam: Vemmtec Comany; 2012 [Unknown Cited]. Available from: Not Found.

تنسور تنش ناشی از گرانیوی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$) τ

تنسور تنش رینولدز ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$) τ^t

سرعت زاویه‌ای (rads^{-1}) ω

زیرنویس‌ها

یاتاقان b

آزمایشگاهی exp

شبیه‌سازی CFD

منابع

1- Bonner JA. A new international standard, ISO 9951: the measurement of gas flow in closed conduits-turbine meters. Flow Measurement and Instrumentation. 1993;4(2):99-100

2- Cascetta F, Rotondo G. Effects of intermittent flows on turbine gas meters accuracy. Measurement. 2015;69:280-286.

3- Baker RC. Turbine flowmeters: II. theoretical and experimental published information. Flow measurement and Instrumentation. 1993;4(3):123-144.

4- Thompson RE, Grey J. Turbine flowmeter performance model. Journal of Fluids Engineering. 1970;92(4):712-722.

5- Tsukamoto H, Hutton S. Theoretical prediction of meter factor for a helical turbine flowmeter. In Proceeding of Conference on Fluid Control and Measurement, Unknown Date of conferenc, Tokyo, Japan. Unknown Publisher; 1985.

6- Tonkonogij J, Pedisius A. Numerical simulation of the turbine gas meter behavior in the pulsating flow. Heat Transfer Research. 2008;39(7):559-570.

7- Salami LA. Effect of upstream velocity profile and integral flow straighteners on turbine flowmeters. International Journal of Heat and Fluid Flow. 1984;5(3):155-165.

8- Xu Y. Calculation of the flow around turbine flowmeter blades. Flow Measurement and Instrumentation. 1992;3(1):25-35.

9- Xu Y. A model for the prediction of turbine flowmeter