

بررسی تأثیر شکستگی پره و به هم ریختگی جریان بر ضریب عملکرد جریان سنج توربینی با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی

سیدحسین هاشم‌آبادی*

آزمایشگاه تحقیقاتی دینامیک سیالات محاسباتی
دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران

hashemabadi@iust.ac.ir

احمد رستمی

آزمایشگاه تحقیقاتی دینامیک سیالات محاسباتی
دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران

rostami.farayand@gmail.com

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۲/۱۷

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۰۳/۱۰

چکیده

در این مقاله با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی^۱ آثار تغییر ساختار هندسی در اثر آسیب‌های فیزیکی در توربین و ایستانه^۲، همچنین تغییر توزیع جریان ورودی به‌خاطر نصب بد یا ایجاد اشکال در لوله‌های یکنواخت‌کننده^۳، بر دقت عملکرد جریان‌سنج توربینی بررسی شده است. برای این منظور، معادلات پیوستگی، مومنتوم و موازنه سرعت زاویه‌ای به‌همراه شرایط مرزی مناسب، به‌صورت عددی و با استفاده از روش حجم محدود در شرایط پایا حل شده‌اند. در شبیه‌سازی‌های انجام‌شده وابستگی میدان سرعت و فشار از طریق الگوریتم سیمپل^۴ برقرار می‌گردد. برای شبیه‌سازی اغتشاش جریان از مدل RNG-k-ε و برای انفصال‌سازی ترم‌های جابه‌جایی از روش اختلاف بالادست درجه دوم استفاده شده است. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که تغییر هندسه و همچنین هرگونه به هم ریختگی در توزیع جریان ورودی به جریان‌سنج روی ضریب جریان‌سنج تأثیر می‌گذارد و سبب کم‌شدن دقت آن می‌شود.

واژگان کلیدی: جریان‌سنج توربینی، ضریب جریان‌سنج^۵، اندازه‌گیری، نفت خام، دینامیک سیالات محاسباتی

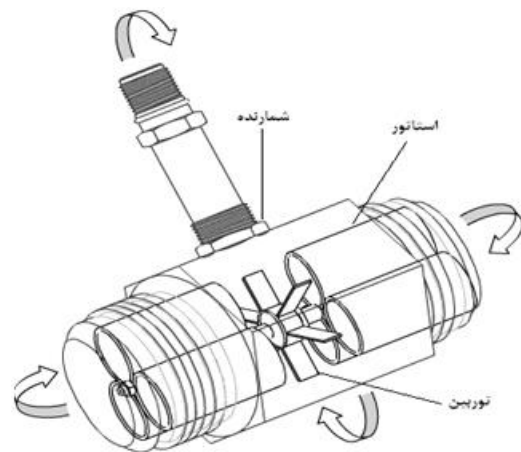
۱. مقدمه

نوع جریان‌سنج به دیگر جریان‌سنج‌ها به‌دلیل مزیت‌هایی چون سادگی در نصب و دقت بالای اندازه‌گیری ترجیح داده می‌شود. به‌همین دلیل این دستگاه اغلب برای اندازه‌گیری

جریان سنج توربینی از جمله انواع دستگاه‌های اندازه‌گیری است؛ دستگاهی که استفاده از آن بسیار مرسوم است. نخستین نوع آن در سال ۱۹۳۸ م اختراع شد. اغلب این



مواد با ارزش همچون نفت خام، گاز و همچنین فراورده‌های نفت خام استفاده می‌شود. این نوع جریان‌سنج از نوع جریان‌سنج‌های سرعتی است که سرعت جریان سیال را اندازه‌گیری می‌کند. اجزای اصلی یک جریان‌سنج توربینی شامل توربین^۶، شافت، یاتاقان گرد، نگهدارنده شافت، بدنه و حسگر مغناطیسی^۷ می‌باشد [۱-۳]. در این نوع جریان‌سنج‌ها، با استفاده از انرژی جنبشی جریان سیال توربین جریان‌سنج به چرخش درمی‌آید. پره‌های نصب‌شده روی توربین انرژی جنبشی سیال را به انرژی مکانیکی از نوع چرخشی تبدیل می‌کنند و سرعت دوران گردنده با سرعت حرکت سیال متناسب است. بنابراین با اندازه‌گیری سرعت دورانی توربین می‌توان به سرعت جریان سیال و در پی آن به دبی حجمی پی‌برد [۴-۵]. در شکل ۱ ساختار هندسی یک نمونه جریان‌سنج توربینی محوری نمایش داده شده است.



شکل ۱. ساختار هندسی یک جریان‌سنج توربینی [۴]

با وجود اهمیت صنعتی این گونه از جریان‌سنج‌ها، متأسفانه مقالات منتشرشده قابل استفاده در ارتباط با آنها زیاد نیست. در یکی از کارهای انجام‌شده توسط ونگ^۸ (۲۰۰۷ م)، جریان‌سنج توربینی از نوع مماسی شبیه‌سازی شده و در آن به بررسی تأثیر تغییرات دبی بر ضریب جریان‌سنج^۹ و همچنین گشتاور تولیدشده توسط توربین در جریان‌سنج توربینی با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات

محاسباتی پرداخته شده است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که تغییرات ضریب جریان‌سنج در دبی‌های پایین غیرخطی است و هرچه دبی بیشتر شود، این تغییرات نیز به سمت خطی‌شدن پیش می‌رود [۶]. از دیگر کارهایی که در این زمینه انجام شده است، تخمین ضریب جریان‌سنج توربینی نوع محوری با استفاده از شبیه‌سازی عددی توسط گنگ^{۱۰} (۲۰۰۸ م) می‌باشد. در این مطالعه نیز تأثیر تغییرات دبی بر ضریب جریان‌سنج بررسی شده است. نتایج به‌دست آمده در این مطالعه نیز همانند نتایج مربوط به مطالعه قبل می‌باشد [۷]. در یکی دیگر از کارهای انجام‌شده اثر حفره‌زائی^{۱۱} بر ضریب عملکرد جریان‌سنج توسط گنگ بررسی شده است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که پدیده حفره‌زائی بر عملکرد و دقت جریان‌سنج تأثیر زیادی دارد و باید در طراحی‌ها تا جایی که امکان دارد از به‌وجود آمدن این پدیده جلوگیری کرد.

تغییر عوامل گوناگون عملیاتی یا ترمودینامیکی بر دقت این نوع جریان‌سنج‌ها تأثیر می‌گذارد. در اینجا از ضریب جریان‌سنج به‌عنوان معیاری از دقت جریان‌سنج استفاده شده است. ضریب جریان‌سنج از رابطه ۱ به‌دست می‌آید.

$$M.F = \frac{Q_{Actual}}{Q_{Measured}} \quad (1)$$

در رابطه ۱ صورت کسر دبی واقعی جریان و مخرج کسر دبی اندازه‌گیری شده توسط جریان‌سنج می‌باشد. هر چقدر این مقدار به یک نزدیکتر باشد، دبی اندازه‌گیری‌شده به دبی واقعی نزدیکتر می‌شود و در نتیجه دقت جریان‌سنج بالاتر می‌رود. شاید تغییرات ضریب جریان‌سنج در یک واحد عملیاتی به نظر کم باشد، اما باید دقت شود همین تغییرات کم هم می‌تواند تأثیر زیادی بر اندازه‌گیری حجم سیال عبورکرده از جریان‌سنج داشته باشد. مثلاً اگر قرار باشد روزانه چهار میلیون بشکه نفت خام با میتراهای توربینی دبی آن اندازه‌گیری شود و دقت میتراها ۰/۲ درصد (یعنی ضریب جریان‌سنج ۱/۰۰۰۲ یا ۰/۹۹۹۸) باشد، اختلاف مقدار اندازه گرفته شده ± 800 بشکه در روز و تقریباً ۳۰۰ هزار بشکه در

سال خواهد بود. چنانچه قیمت هر بشکه نفت ۸۰ دلار در نظر گرفته شود، اختلاف قیمت سالانه ۲۴ میلیون دلار خواهد بود که با توجه به خطای خیلی کم در نظر گرفته شده، مقدار نسبتاً زیادی می‌باشد. بنابراین افزایش یا کاهش دقت جریان‌سنج می‌تواند تأثیر قابل ملاحظه‌ای از نظر اقتصادی داشته باشد.

با توجه به اهمیت اندازه‌گیری و بالابردن دقت در معاملات فروش نفت و گاز در این مقاله تأثیر آسیب‌دیدگی پره‌های میتر توربینی و همین‌طور ایستانه بر دقت اندازه‌گیری جریان‌سنج توربینی با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شده است. آسیب‌دیدگی پره و ایستانه ممکن است در اثر برخورد اشیاء خارجی یا خوردگی به‌مرور زمان سیال ایجاد شود.

۲. مباحث نظری

برای به‌دست آوردن توزیع سرعت سیال در میتر توربینی، باید معادله پیوستگی و معادلات ممنتوم در سه جهت حل شوند [۸]:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

$$\rho \nabla \cdot (uu) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau + \tau^{\dagger}) + \rho g \quad (3)$$

به‌طوری‌که در این روابط τ تنش ناشی از جریان ویسکوز و τ^{\dagger} تنش ناشی از اغتشاش یا همان تنش رینولدز است که در این شبیه‌سازی با استفاده از مدل اغتشاش RNG k- ϵ به‌دست آمده است [۸]. در این دیدگاه با حل معادلات انرژی جنبشی k و نرخ تلفات انرژی جنبشی ϵ مقدار گرانیغ اغتشاش به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\epsilon}$$

با تئوری بوسینسک مقدار مؤلفه‌های تانسور تنش توربولانسی τ^{\dagger} به‌دست می‌آید. با توجه به رابطه ۱ برای محاسبه دبی اندازه‌گیری شده، باید سرعت دوران توربین را با استفاده از معادلات حاکم و شبیه‌سازی به‌دست آوریم و

سپس با استفاده از معادله ۴، که رابطه بین سرعت دوران و سرعت اندازه‌گیری شده توسط جریان‌سنج را نشان می‌دهد، مقدار دبی اندازه‌گیری شده و سپس ضریب جریان‌سنج را محاسبه کنیم [۹].

$$u = \frac{r\omega}{\tan \beta} \quad (4)$$

به‌طوری‌که در این رابطه r شعاع توربین و β زاویه پره‌های توربین با محور افق است. در این معادله از $u_{out,y}$ در مقابل $r\omega$ صرف‌نظر شده است. برای محاسبه سرعت دوران توربین از معادله موازنه ممنتوم زاویه‌ای استفاده می‌شود [۹].

$$I_{rotor} \frac{d\omega}{dt} = T_d - T_f \quad (5)$$

به‌طوری‌که در این رابطه I ممان اینرسی توربین، T_d نیروی گشتاور از طرف سیال بر توربین و T_f نیروی گشتاور اصطکاکی وارد بر توربین است. در این مقاله، شبیه‌سازی با فرض تراکم‌ناپذیری سیال و شرایط پایا انجام شده است. با توجه به این فرضیات، سمت چپ معادله ۵ صفر می‌شود و در نتیجه گشتاور عامل دوران و گشتاور اصطکاکی برابر می‌گردد [۹]:

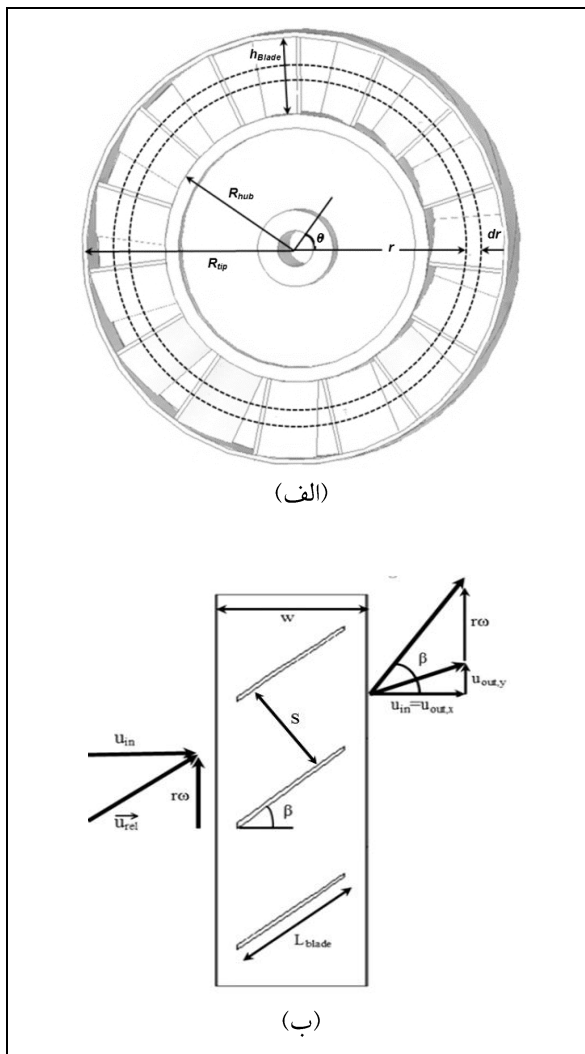
$$T_d = T_f \quad (6)$$

شکل ۲ نمایی شماتیک از توربین جریان‌سنج برای بررسی معادلات حاکم بر مسئله را نشان می‌دهد. هنگامی‌که جریان‌سنج توربینی در حالت پایا باشد و هیچ‌گونه عامل ناپایدارکننده‌ای وجود نداشته باشد، همه نیروهای گشتاور وارد بر توربین جریان‌سنج در همه زمان‌ها متعادل‌اند. بنابراین سرعت دوران توربین جریان‌سنج ثابت است.

با در نظر گرفتن یک حجم کنترل از توربین به شعاع r و ضخامت dr معادلات نهایی با انتگرالگیری روی المان مورد نظر از R_{hub} تا R_{tip} به‌دست می‌آید. از قانون بقای جرم داریم:

$$u_{in,x} dA_{in} = u_{out,x} dA_{out} \quad (7)$$

اصطكاكى آورده شده است. از برابرى گشتاور عامل دوران با گشتاور اصطكاكى سرعت دوران توربين به دست مى آيد.



شكل ۲. توربين جريان سنج؛ الف) سه بعدى، ب) دوبعدى

۳. شرايط مرزى و شبیه سازی

در اين مقاله جريان سنج توربيني ۱۲ اينچ در يك خط لوله شبیه سازی شده است. توربين جريان سنج داراى ۱۵ پره انحنادار بوده و روى طوقه توربين ۶۸ نقطه مغناطيسى براى شمارش پالس ناشى از دوران وجود دارد. شكل ۳ و جدول ۱ مقادير پارامترهاى هندسى ميتر توربيني مورد شبیه سازی در اين مطالعه را نشان مى دهد. شرط مرزى ورودى^{۱۲} و شرط مرزى فشار خروجى^{۱۳} براى جريان سنج اعمال شده

با توجه به اينكه سطح المان در ورودى و خروجى يكسان است، سرعت ورودى در جهت X در ورودى و خروجى به توربين يكسان مى باشد. با استفاده از معادله مومنتوم مقدار نيروى وارده از طرف توربين به سيال با توجه به قسمت ب از شكل ۲ به دست مى آيد [۹].

به طورى كه در اين رابطه ρ دانسيته سيال و $dF_{bf,y}$ مقدار نيروى وارد از طرف توربين بر سيال در المان مورد نظر است. همچنين با توجه به قسمت ب از شكل ۲ داريم:

$$u_{out,y} = u_{out,x} \tan \beta - r\omega \quad (9)$$

به طورى كه در اين رابطه β زاويه پره با محور افقى است و به صورت زير به دست مى آيد:

$$\tan \beta = \sqrt{(1.189 + 2.22(r - 0.0926))^2 - 1}$$

مقدار نيروى وارد شده بر سيال در جهت y برابر است با [۹]:

$$\rho(u_{out,x}^2 \tan \beta dA_{out} - u_{in,x} \omega r dA_{in}) = dF_{bf,y}$$

نيروى كه سيال بر توربين وارد مى كند، برابر نيروى فوق و در جهت عكس مى باشد، بنابراين داريم:

$$dF_{bf,y} = -dF_{fb,y}$$

اين نيرو سبب ايجاد يك گشتاور چرخشى در توربين مى شود. گشتاور چرخشى در كل توربين به صورت زير به دست مى آيد [۹]:

$$T_d = -\int_{R_{hub}}^{R_{tip}} \rho u_{out,x}^2 (\tan \beta) r dA_{out} + \int_{R_{hub}}^{R_{tip}} \rho u_{in,x} \omega r^2 dA_{in}$$

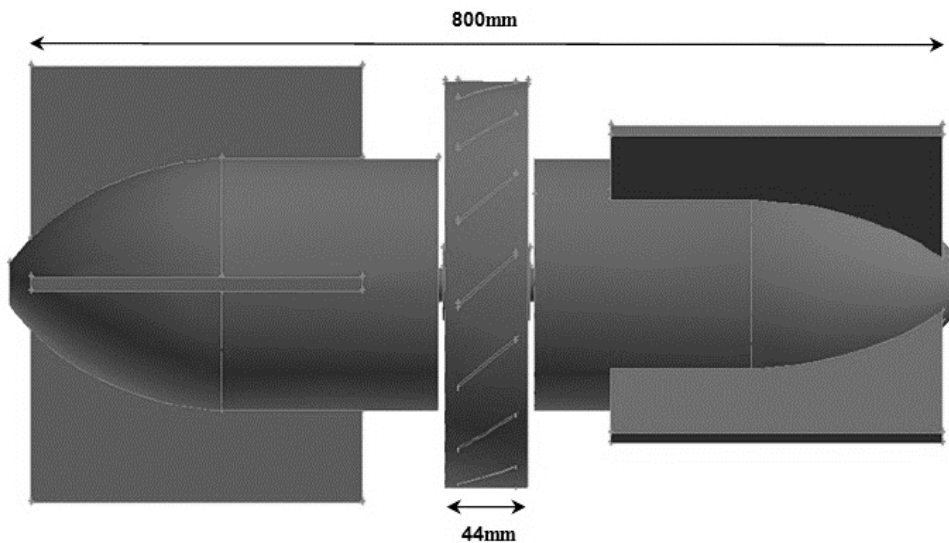
كه R_{tip} و R_{hub} به ترتيب شعاع داخلى و خارجى حلقه توربين مى باشند. مقدار گشتاور اصطكاكى نيز كه در توربين به وجود مى آيد از معادله زير به دست مى آيد.

$$T_f = R_{hub} \int_{A_{hub}} \tau_w dA + R_{tip} \left(\int_{A_{tip-in}} \tau_w dA + \int_{A_{tip-out}} \tau_w dA \right)$$

كه در اين رابطه τ_w تنش ايجاد شده روى حلقه پايينى و بالايى توربين در اثر اصطكاك سيال با آن مى باشد. بايد توجه داشت كه حلقه بيرونى توربين از دو طرف سيال روى آن اصطكاك ايجاد مى نمايد كه در محاسبه گشتاور

است. معادلات حاکم به همراه شرایط مرزی به صورت عددی و با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شوند. سیال مورد استفاده در شبیه‌سازی نفت سنگین در دمای ۷۹/۶ درجه فانهایت (جرم حجمی ۸۶۹/۱۶ کیلوگرم بر متر مکعب و گرانیروی ۰/۰۱۵۳ کیلوگرم بر متر بر ثانیه) می‌باشد. وابستگی میدان سرعت و فشار از طریق الگوریتم سیمپل برقرار می‌شود. برای انفصال‌سازی ترم‌های

جابه‌جایی از روش اختلاف بالادست^{۱۴} درجه دوم استفاده شده است. پس از حل معادله پیوستگی و معادلات مونتوم توزیع سرعت نفت در میتر به دست می‌آید. با استفاده از شبیه‌سازی، از معادله ۶ مقدار سرعت دوران توربین به صورت حدس و خطا به دست می‌آید و با قرار دادن آن در معادله ۴ مقدار سرعت اندازه گرفته شده و از آنجا ضریب جریان‌سنج به دست می‌آید.



شکل ۳. ابعاد هندسی جریان‌سنج

جدول ۱. مشخصات هندسی جریان‌سنج توربینی مدل K2DKAXXX03001

L_{blade}	R_{tip}	w	R_{hub}	h_{blade}	s
۵۷/۶ میلی‌متر	۵۱۴۶ میلی‌متر	۴۴ میلی‌متر	۹۲/۶ میلی‌متر	۵۳/۶۵ میلی‌متر	۴۲ میلی‌متر

۴. تجزیه و تحلیل نتایج

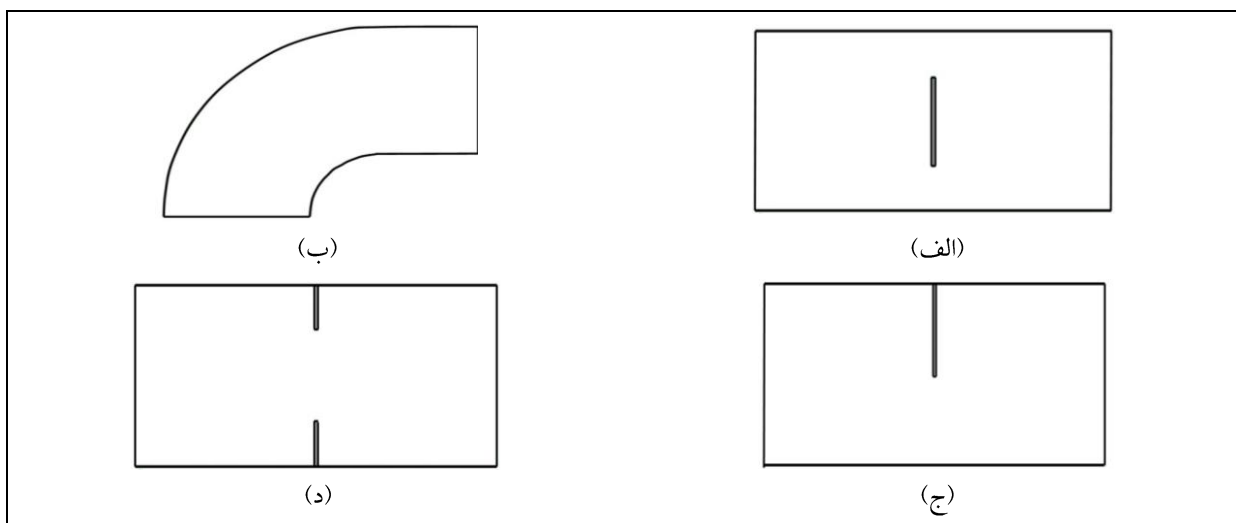
۴-۱. تأثیر توزیع جریان ورودی بر میتر فاکتور جریان‌سنج

در اثر نصب نامناسب جریان‌سنج در خط یا آسیب‌دیدگی اجزاء قبل از جریان‌سنج توزیع جریان ورودی به آن از حالت یکنواخت خارج می‌شود. بحث این است جریان‌سنج چقدر نسبت به تغییرات توزیع جریان ورودی حساسیت دارد. لذا

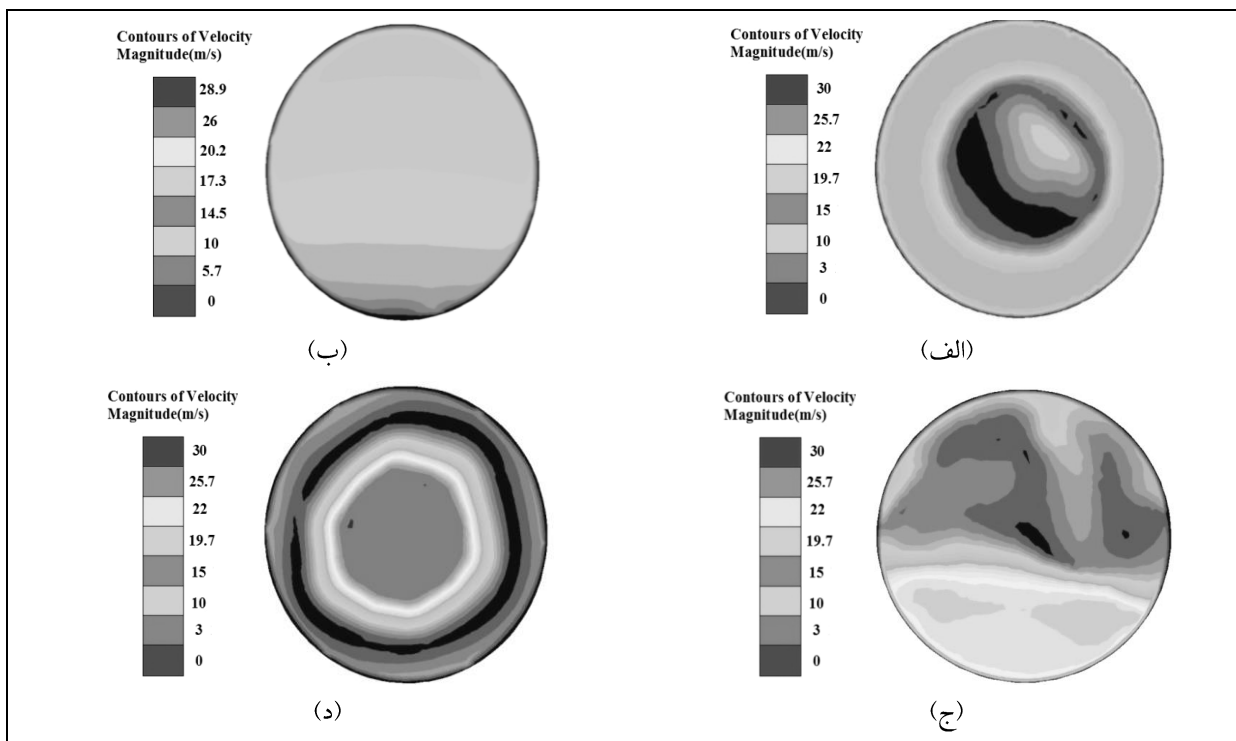
در اینجا به صورت نمونه چند مانع مختلف به صورت نشان داده در شکل ۴ در نظر گرفته شده است. با قرار دادن این موانع (شکل ۴) در برابر جریان، توزیع جریان ورودی به توربین جریان‌سنج تغییر کرده و از حالت یکنواخت خارج می‌شود. شکل ۵ کانتور سرعت ورودی به جریان‌سنج را در دبی ۱۳۶۸۲ بشکه بر ساعت، بعد از موانع نشان می‌دهد.

مشخص است، جریان بیشتر تمایل دارد به سمت بالای لوله حرکت کند. همچنین در شکل‌های ج و د از شکل ۵ به ترتیب توزیع نشان داده شده مربوط به حالتی است که یک اریفیس نیم‌دایره و یک اریفیس دایره‌ای توخالی در جلوی جریان قرار داده شده‌اند. نتایج شبیه سازی برای توزیع‌های مختلف جریان در جدول ۲ آورده شده است.

در قسمت الف از شکل ۵ کانتور نشان داده شده مربوط به حالتی است که یک مانع استوانه‌ای با ضخامت کم در جلوی جریان قرار دارد. این مانع باعث می‌شود که جریان به هم بریزد و از حالت یکنواخت خارج شود. کانتور مربوط به قسمت ب از شکل ۵ در اثر وجود زانویی قبل از جریان‌سنج به وجود آمده است. همان‌طور که از این شکل



شکل ۴. انواع مختلف موانع در مقابل جریان ورودی



شکل ۵. کانتورهای مختلف جریان ورودی به جریان‌سنج

جدول ۲. میتر فاکتور حاصل از نتایج شبیه‌سازی برای انواع توزیع جریان ورودی

نوع توزیع	سرعت دوران (رادیان بر ثانیه)	دبی اندازه‌گیری شده (بشکه بر ساعت ^{۱۵})	ضریب جریان سنج (شبیه‌سازی)	درصد خطای اندازه‌گیری (درصد)
یکنواخت	۸۳/۱۷۷۶	۱۳۸۷۴/۹	۰/۹۸۶۱	۱/۴
الف	۸۴/۰۱	۱۴۰۱۳	۰/۹۷۶۰	۲/۴
ب	۸۳/۳	۱۳۸۹۶/۱	۰/۹۸۴۰	۱/۶
ج	۸۳/۵۱	۱۳۹۳۱/۱	۰/۹۸۲۰	۱/۸
د	۸۳/۲۵	۱۳۸۸۷/۸	۰/۹۸۵۲	۱/۴۸

همان‌گونه که از جدول ۲ مشخص است، ضریب جریان سنج برای حالت‌های گوناگون از توزیع جریان تغییر می‌کند و این باعث ایجاد خطا در اندازه‌گیری دبی جریان توسط جریان سنج می‌شود. در قسمت الف از شکل ۵ با توجه به اینکه سرعت جریان در کنار لوله بیشتر است و پره‌های توربین هم در همان موقعیت می‌باشند، سیال نیروی بیشتری بر پره وارد می‌کند و این سبب می‌شود که توربین با سرعت بیشتری بچرخد و در نتیجه میتر فاکتور جریان سنج کاهش یابد. این حالت ممکن است زمانی در جریان سنج اتفاق بیافتد که لوله‌های وسطی یکنواخت‌کننده جریان گرفته شود. با توجه به اینکه کانتور قسمت ب از شکل ۵ تقریباً با توزیع حالت یکنواخت یکسان می‌باشد، در نتیجه سرعت دوران در هر دو حالت تقریباً یکسان است. وقتی جریان سنج در موقعیتی خارج از موقعیت اصلی خود نصب شود، ممکن است توزیع جریان ورودی به جریان سنج یکنواخت نباشد و سبب ایجاد خطا در اندازه‌گیری دبی توسط جریان سنج شود. قسمت ب از شکل ۵ تقریباً چنین حالتی را برای جریان سنج بیان می‌کند. در بخش ج از شکل ۵ سرعت سیال در نیمه پایینی لوله بیشتر از نیمه بالایی آن می‌باشد پس در نتیجه نیروی وارد بر پره‌های پایینی توربین نسبت به پره‌های بالایی آن بیشتر می‌باشد و این باعث ایجاد شوک بر پره‌های توربین و در نتیجه خرابی و یا احتمالاً شکستن آن شود. این حالت ممکن است زمانی برای جریان سنج اتفاق بیافتد که لوله‌های بالایی

یکنواخت‌کننده جریان گرفته شود. کانتور قسمت د از شکل ۵ ممکن است زمانی اتفاق بیافتد که لوله‌های یکنواخت‌کننده کنار دیواره لوله گرفته شود.

۴-۲. تأثیر شکستگی پره‌های توربین و نگره‌دارنده

بر میتر فاکتور جریان سنج

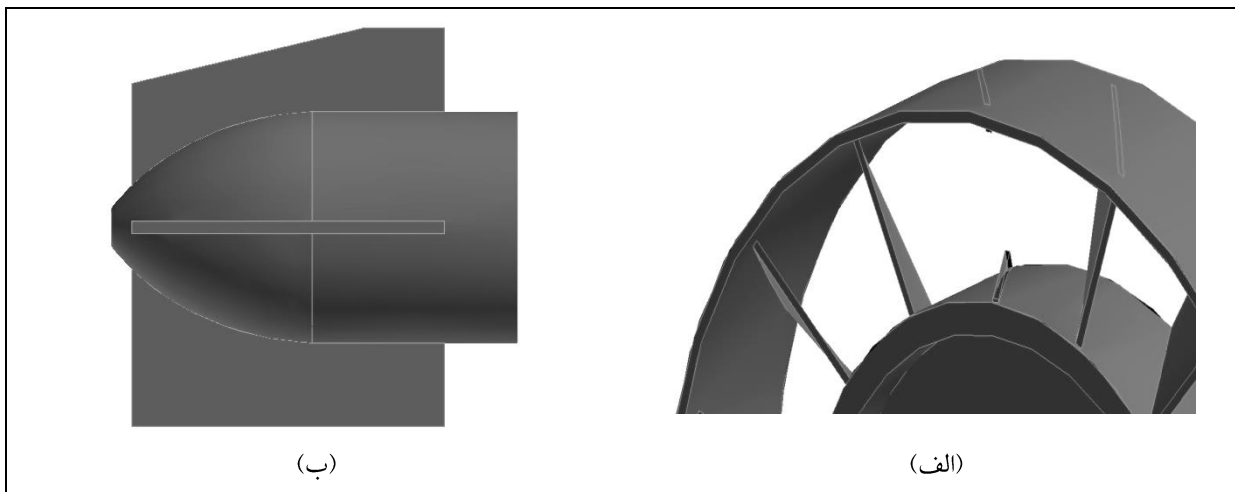
با توجه به نتایج آزمایشگاهی به‌دست آمده شکستگی در پره نگره‌دارنده و توربین حدود ۲ درصد خطا در اندازه‌گیری جریان توسط جریان سنج ایجاد می‌کند. در این قسمت با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی تأثیر این عامل مهم بر ضریب جریان سنج بررسی شده است. قسمت الف از شکل ۶ پره توربین صدمه‌دیده و قسمت ب پره نگره‌دارنده صدمه‌دیده را نشان می‌دهد.

البته شکستگی ایجادشده فرضی است و ممکن است در واقعیت چنین شکستگی‌های وجود نداشته باشد. نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی در جدول ۴ ذکر شده است. سیال مورد استفاده در این قسمت نفت سنگین در دمای ۷۹/۶ درجه فارنهایت و دبی ۱۳۶۸۲ بشکه بر ساعت می‌باشد. همان‌گونه که از جدول ۴ مشخص است، شکستگی در پره توربین نسبت به شکستگی در پره نگره‌دارنده، بر ضریب جریان سنج تأثیر بیشتری می‌گذارد که دلیل آن کاهش زیاد سرعت دوران توربین می‌باشد. با توجه به اینکه چرخش توربین ناشی از انتقال نیروی سیال به پره‌های توربین است و در اینجا یکی از پره‌های توربین



آشفته‌گی در جریان ایجاد می‌کند و با توجه به اینکه دبی سیال خیلی زیاد است، این آشفته‌گی تأثیر چندانی بر سرعت دوران توربین ندارد.

شکسته شده است در نتیجه این نیرو به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد و سبب کاهش سرعت دوران توربین می‌شود. شکستگی در پره نگاه‌دارنده به میزان بسیار کمی



شکل ۶. نمایی از

الف) پره توربین صدمه‌دیده، ب) پره نگاه‌دارنده صدمه‌دیده

جدول ۴. متر فاکتور به دست آمده از نتایج شبیه‌سازی در وضعیت‌های مختلف جریان سنج برای نفت سنگین

($Q=13682 \text{ bbl.hr}^{-1}$, $T=79/6^\circ\text{F}$)

وضعیت جریان سنج	سرعت دوران (رادیان بر ثانیه)	دبی اندازه‌گیری شده (متر مکعب بر ثانیه)	ضریب جریان سنج شبیه‌سازی	درصد خطای اندازه‌گیری (درصد)
سالم	۸۳/۱۷۷۶	۱۳۸۷۴/۹	۰/۹۸۶۱۰	۰/۲۵
پره توربین شکسته	۸۰/۷۳	۱۳۴۶۷/۴	۱/۰۲	۲
پره نگاه‌دارنده شکسته	۸۳/۲۹	۱۳۸۹۴/۴	۰/۹۸۵	۱/۵

۵. نتیجه‌گیری

در این مقاله جریان سنج توربینی نفت خام با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی و اثر تغییر دو پارامتر مهم توزیع جریان ورودی و صدمه‌دیدن پره‌های توربین و نگاه‌دارنده بر دقت آن بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد که تغییر توزیع جریان از حالت یکنواخت به حالت آشفته تأثیر زیادی بر ضریب جریان سنج می‌گذارد و بسته به نوع تغییر توزیع جریان این تأثیر می‌تواند کم یا زیاد باشد. همچنین تغییر در هندسه جریان سنج و شکستگی در

پره‌های توربین و نگاه‌دارنده بر ضریب جریان سنج تأثیر می‌گذارد و سبب کاهش ضریب و در نتیجه دقت آن می‌شود.

۶. قدردانی

در پایان بجااست تا از حمایت مالی شرکت پایانه‌های نفتی ایران قدردانی شود.



۷. فهرست علائم و نشانه‌ها

A	سطح مقطع ^{۱۶}
$F_{bf,y}$	نیروی وارد از طرف پره بر سیال ^{۱۷}
h_{blade}	ارتفاع پره توربین ^{۱۸}
k	انرژی جنبشی
L_{blade}	طول پره توربین ^{۱۹}
p	فشار
r	شعاع توربین
R_{hub}	شعاع توربین در ابتدای پره و روی نگه‌دارنده ^{۲۰}
R_{tip}	شعاع توربین در انتهای پره ^{۲۱}
T_d	گشتاور چرخشی ^{۲۲}
T_f	گشتاور نیروی اصطکاکی ^{۲۳}
u_{in}	سرعت ورودی به توربین جریان سنج و در جهت محور توربین ^{۲۴}
u_{out}	سرعت خروجی از توربین جریان سنج و در جهت محور توربین ^{۲۵}
w	پهنای توربین ^{۲۶}
ρ	چگالی
ω	سرعت دوران
β	زاویه پره توربین با محور افق ^{۲۷}
ε	نرخ تلفات انرژی جنبشی ^{۲۸}
μ_t	ویسکوزیته اغتشاش
τ	تنش ناشی از جریان ویسکوز
τ^\dagger	تنش ناشی از اغتشاش
I_{rotor}	ممان اینرسی
τ_w	تنش بر روی دیواره ^{۲۹}
S	طول عمود بین دو پره

۷. مأخذ

- [1] R.W. Miller. *Flow measurement engineering handbook*, McGraw-Hill Book Company, 1996.
- [2] RC. Baker, "Turbine Flow meters", *Theoretical and experimental published information, Flow Measurement and Instrumentation*, 1993, pp. 123-144.
- [3] F. M. White, *Fluid Mechanics*, University of Rhode Island, Fourth Edition, 2010.
- [4] J. Harshman, *Turbine Meters for Liquid Measurement*, Senior Product Engineer, 2007.
- [5] D. Sextro, *Application of turbine meters in liquid measurement*, Dynegy Midstream Services, 2003.
- [6] Wang Zhen, "Computational study of the tangential type turbine flowmeter", *Flow Measurement and Instrumentation*, 19, 1998, pp. 233-239.



- [7] Gang Chen, "Prediction on meter factor of the turbine flow meter with unsteady numerical simulation", *ASME Fluids Engineering Conference*, Florida, USA, 2008.
- [8] Vivek V. Ranade, *Computational flow modeling for chemical reactor engineering*, Industrial Flow Modeling Group, 2002.
- [9] P.W. Stoltenkamp. *Dynamics of turbine flow meters*, Technische Universiteit Eindhoven, 2007.

پی نوشت

- | | |
|---|---|
| 1. Computational Fluid Dynamic | 15. Barrel per hour |
| 2. Stator | 16. cross-sectional area |
| 3. Straightener | 17. force imposed on the fluid by the body |
| 4. Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations | 18. height of a rotor blade |
| 5. Meter Factor | 19. chord length of a rotor blade |
| 6. Rotor | 20. radius of the hub |
| 7. Pickup Coil | 21. radius at the tip of the rotor blade |
| 8. Wang Zhen | 22. driving torque |
| 9. K-factor | 23. total friction torque |
| 10. Gang Cheng | 24. inlet velocity |
| 11. Cavitation | 25. outlet velocity |
| 12. Mass flow inlet | 26. width |
| 13. Pressure Outlet | 27. angle of rotor blade with respect to the rotor axis |
| 14. Upwind | 28. dissipation rate |
| | 29. shear stress at the wall |



گروه آموزشی - پژوهشی فرادید



برگزار می کند:

- ✓ دوره کاربردی و پروژه محور ABAQUS توسط مهندس جمشیدی مولف کتاب مثلث نارنجی.
- ✓ فارغ التحصیل دانشگاه صنعتی امیرکبیر
- ✓ دوره های آموزشی نرم افزارهای فنی مهندسی (مکانیک، هوافضا، عمران و ...)
- ✓ دوره های آموزشی تخصصی (مبانی روش اجزای محدود، مکانیک مواد مرکب و تئوری الاستیسیته توسط مهندس جمشیدی مولف کتاب الاستیسیته مهندسی)
- ✓ کارگاه های آموزشی یک روزه و دوره های ویژه جهت شرکت ها، سازمان ها و موسسات
- ✓ مشاوره و اجرای پروژه های صنعتی و دانشگاهی، تدوین مقالات توسط فارغ التحصیلان دانشگاه های برتر تهران

دورنکار: ۷۷۷۲۳۳۷۸

Website: www.fem-co.com

تلفن: ۷۷۹۴۸۸۶۳ - ۷۷۹۲۵۲۹۸

Email: info@fem-co.com