

## بررسی رفتار هیدرواستاتیکی و هیدرودینامیکی شیر پروانه‌ای قطر بزرگ با استفاده از روش‌های عددی و تجربی

عزیز شکوهی<sup>۱</sup>، فرید وکیلی تهامی<sup>۲\*</sup>، محمد زهساز<sup>۳</sup> و علی اکبر شکوهی<sup>۴</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
<p><b>واژگان کلیدی:</b> شیر پروانه‌ای قطر بزرگ، رفتار هیدرواستاتیک، گشتاور هیدرودینامیکی، روش کوپلینگ سیال و جامد.</p>	<p>در این تحقیق، رفتار هیدرواستاتیکی و هیدرودینامیکی شیر پروانه‌ای قطر بزرگ و توزیع تنش و تغییر مکان در حالت کاملاً بسته آن و همچنین گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک شیر تحت شرایط و در زاویه‌های بررسی شده است. به این منظور از روش کوپلینگ حل سیالاتی (CFD) و حل جامداتی (FEM) استفاده شده است. به منظور صحت‌گذاری حل عددی، تغییر مکان نقاط بحرانی دیسک شیر اندازه‌گیری شده و با نتایج حل عددی مقایسه شده است. همچنین، گشتاور هیدرودینامیکی مدل کوچکتر شیر به صورت تجربی تعیین و با نتایج عددی مقایسه شده که تطبیق خوبی را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین تنش به محور شیر در حالت کاملاً بسته وارد می‌شود و گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک شیر در زاویه‌های نزدیک به حالت کاملاً باز به مقدار بیشینه خود می‌رسد. علاوه بر این، تاثیر عوامل مختلف از جمله خروج از مرکز دیسک، جهت جریان و شکل دیسک بر مقدار گشتاور هیدرودینامیکی شیر بررسی شده است. به این ترتیب الگوی مناسبی برای تحلیل عددی شیرهای پروانه‌ای قطر بزرگ تدوین شده که در طراحی تمامی شیرهای مشابه، می‌تواند مورد استفاده سازندگان قرار گیرد.</p>

### ۱- مقدمه

از مزایای این شیرها می‌توان به افت فشار کم و عملکرد سریع آن که هر دو از خصوصیات ذاتی شیرهای ربع‌گرد هستند، اشاره کرد. دبی جریان بالا، شکل مکانیکی ساده و هزینه پایین تولید نیز از مزایای دیگر این نوع شیرها هستند. در شکل ۱، یک شیر پروانه‌ای با قطر بزرگ نشان داده شده است. شیرهای پروانه‌ای قطر بالا، اغلب برای قطع و وصل جریان به کار می‌روند، و فقط به دلیل هزینه پایین، این نوع شیرها در اندازه‌های بزرگ برای کنترل جریان استفاده می‌شوند. شیرهای پروانه‌ای قطر بزرگ به طور متداول در سیستم‌های لوله‌کشی آب، نفت و گاز به دلیل وزن پایین، شکل مکانیکی ساده، افت فشار پایین و دبی جریان عبوری بالا در حالت کاملاً باز، استفاده

قطع و وصل جریان سیال و کنترل دبی آن، در سیستم‌های هیدرو مکانیکی یک عمل ضروری در کارکرد خطوط لوله و تاسیسات هیدرومکانیکی است. شیرهای پروانه‌ای یکی از پرکاربردترین انواع شیرها هستند که در این سیستم‌ها مورد استفاده می‌باشند. شیر پروانه‌ای از بدنه، بندآور، محور یا ساقه، نشیمن‌گاه، نگه‌دارنده‌ها، دسته و ادوات آب‌بندی تشکیل شده است.

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: f\_vakili@tabrizu.ac.ir

۱. کارشناس ارشد مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز

۲. دانشیار مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز

۳. استاد مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز

۴. کارشناس ارشد مهندسی مکانیک دانشگاه سیستان و بلوچستان

با استفاده از روش‌های آزمایشگاهی پرداخته‌اند. کیمورا و همکاران [۳،۴] در مجموعه مقالاتی گشتاور ایجاد شده بر شیر پروانه‌ای را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها با استفاده از تئوری خط جریان آزاد و نیز بهره‌گیری از داده‌های تجربی، یک رابطه برای تخمین مقدار گشتاور اعمال شده بر شیر پروانه‌ای ارائه نموده‌اند. از سال ۱۹۹۶ به این سو، هوانگ و کیم [۵] به بررسی رفتار دینامیکی سیال عبوری از شیر در زوایای مختلف دیسک و با کمک بسته نرم افزاری فلوئنت و در حالت دو بعدی پرداختند. عموماً در این بررسی‌ها، روش‌های CFD<sup>۱</sup> در تحلیل شرایط حاکم بر شیر، مورد استفاده قرار گرفتند. سانگ و همکاران [۶] از مدلسازی عددی با استفاده از نرم افزارهای CFX and ANSYS جهت بررسی رفتار هیدرودینامیکی شیرهای پروانه‌ای قطر بالا استفاده کرده‌اند. همچنین، سانگ و همکاران [۷] با استفاده از روش‌های عددی به بهینه‌سازی مشخصه‌های سیالاتی و جامداتی شیرهای پروانه‌ای پرداخته‌اند. لویتیلر و دالتون [۸] ویژگی‌های گشتاور هیدرودینامیکی شیرهای پروانه‌ای را با جریان سیال تراکم پذیر مطالعه کرده‌اند. پارک و چانگ [۹] از روشی برای مطالعه گشتاور هیدرودینامیکی در شیر پروانه‌ای استفاده کرده‌اند. یانگ و همکارانش [۱۰]، سعی در ارائه روشی در پیش بینی رخداد کاویتاسیون در شیرهای پروانه‌ای با استفاده از وسایل و ادوات خطوط انتقال سیال نموده‌اند. سه تن از محققین صنعتگر به نام‌های کالسی، الدیوانی و شارما [۱۱] در مقاله مبسوطی به تأثیرات پارامترهای مختلفی بر مقدار گشتاور مورد نیاز برای باز و بسته کردن شیر پروانه‌ای پرداخته‌اند. موسوی و نتارج [۱۲ و ۱۳] با استفاده از مدل فیزیک چندگانه<sup>۲</sup>، به مدل سازی و آنالیز فرایند باز و بسته شدن شیر پروانه‌ای به وسیله محرک سلونوئید پرداخته‌اند. همچنین از مدل‌های عددی مختلف برای بررسی رفتار هیدرو دینامیکی شیر،

می‌شوند. پارامترهای مهم در این نوع شیرها، استحکام قطعات اصلی شیر و گشتاور مورد نیاز برای باز و بسته کردن آن است. در شیرهای پروانه‌ای قطر بزرگ، نیروهای ناشی از جریان سیال به شدت افزایش می‌یابند، بنابراین، گشتاور وارد شده به دیسک شیر می‌تواند نقش تعیین کننده‌ای در انتخاب محرک شیر داشته باشد.



شکل ۱: شیر پروانه‌ای قطر بزرگ

گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک شیر پروانه‌ای یکی از پارامترهای مهمی است که مقدار آن می‌باید در طراحی شیر و انتخاب محرک لازم در نظر گرفته شود. بنابراین ضروری است که نیروهای سیال و گشتاور اعمال شده بر دیسک شیر را محاسبه نمود. از آنجا که انجام آزمایش بر روی مدل واقعی، در مراحل طراحی وجود ندارد و همچنین پس از ساخت شیر، انجام این تست‌ها بسیار پر-هزینه می‌باشند، برای محاسبه گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک شیرهای پروانه‌ای قطر بزرگ، از روش‌های عددی استفاده می‌شود. به دلیل اهمیت موضوع در صنایع آب رسانی، نفت و گاز، مطالعه تجربی و عددی جریان عبوری شیرهای پروانه‌ای در دهه گذشته شروع شده، برای مثال در ابتدا، تحقیق در مورد مشخصه‌های جریان عبوری از شیر پروانه‌ای به صورت آزمایشگاهی انجام می‌گرفت و روش‌های عددی به خاطر محدودیت تکنولوژی استفاده نمی‌شد. ایم [۱]، ماریس و داتون [۲] به بررسی عملکرد شیر پروانه‌ای در زوایای مختلف دیسک

<sup>۱</sup> Computational Fluid Dynamics

<sup>۲</sup> - Multiphysics

مساوی تشکیل شده و نیز اندازه آن‌ها هماهنگ با اندازه واقعی قطعات انتخاب شوند. بخصوص در مواضعی که امکان تمرکز تنش وجود دارد، می‌باید از المان‌های ریزتری استفاده نمود. از طرف دیگر استفاده از المان‌های خیلی ریز، حجم محاسبات و نیز خطای ناشی از آن را افزایش می‌دهد. به همین دلیل تحقیق با چند نوع المان-بندی انجام می‌گیرد و در هر مرحله اندازه المان‌ها ریزتر می‌شود، تا نتایج همگرا گردند. مش‌های هرمی حجمی چهار وجهی خطی در المان‌بندی سیستم استفاده گردیده است. مدل المان محدود نهایی شیر حاوی ۵۵۷۸۳۹ گره و ۳۴۸۵۹۰ المان می‌باشد.

در جدول ۱ مقادیر تغییر مکان ماکزیمم بدست آمده از تحلیل عددی برای مش‌های مختلف ارائه شده است که نشان می‌دهد در مرحله نهایی با یک و نیم برابر شدن تعداد گره‌ها تنها ۱۰ درصد در تغییر مکان ماکزیمم شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) در حالت کاملاً بسته با فشار بالادست ۷۱۰۰ کیلو پاسکال تغییر حاصل می‌شود که نشان از همگرایی پاسخ‌ها دارد.

جدول ۱: تغییر پاسخ حل عددی برای تغییر مکان ماکزیمم شیر با افزایش تعداد گره مدل المان محدود

تعداد گره	تغییر مکان ماکزیمم (mm)
۳۷۱۸۹۲	۷/۸۲
۴۶۴۹۲۵	۷/۳۸
۵۵۷۸۳۹	۷/۱۲

### ۳- روش حل و شرایط مرزی تحلیل هیدرواستاتیکی

مطابق استاندارد AWWA C504 [۱۷] جهت تست عملی و مدل سازی نرم افزاری و به منظور حذف

توزیع فشار در بدنه و توزیع سرعت عبوری سیال استفاده شده است [۱۶، ۱۵، ۱۴].

در این مقاله، رفتار هیدرو استاتیکی و هیدرو دینامیکی یک شیر پروانه‌ای قطر بزرگ با قطر نامی ۱۲۰۰ میلی‌متر و فشار نامی ۶۴ بار و از نوع شیرهای پروانه‌ای با دو خروج از مرکز<sup>۱</sup> (DN1200-PN64) بررسی شده است. برای این منظور، مسئله در سه مرحله انجام شده است. در مرحله اول شیر در حالت کاملاً بسته فرض شده و فشار هیدرواستاتیکی در یک سوی آن اعمال گردیده و استحکام اجزاء شیر با استفاده از روش المان محدود بررسی شده است. در مرحله دوم شیر تحت اثر سیال در حال عبور قرار داده شده و گشتاور هیدرو دینامیکی شیر با استفاده از روش کوپلینگ حل سیالاتی (CFD) و جامداتی (FEM)<sup>۲</sup> مورد بررسی قرار گرفته است. در مرحله سوم به منظور صحت‌گذاری حل عددی، تغییر مکان نقاط بحرانی دیسک شیر اندازه‌گیری شده و با نتایج عددی مقایسه شده است. همچنین، گشتاور هیدرو دینامیکی مدل کوچکتر شیر به صورت تجربی تعیین و با نتایج عددی مقایسه شده است.

### ۲- تحلیل عددی رفتار هیدرواستاتیکی

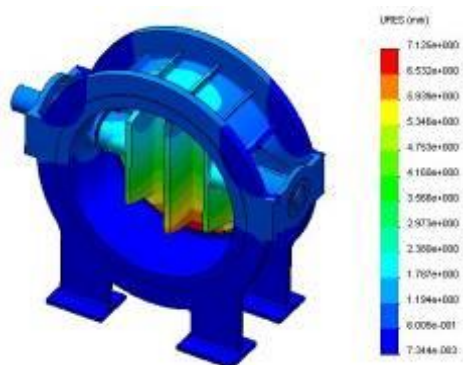
در بررسی استحکام قطعات اصلی شیر، حالت کاملاً بسته مد نظر قرار گرفته است چرا که در این حالت بیشترین نیروی هیدرواستاتیکی به شیر وارد می‌شود. با استفاده از نرم افزار پایه المان محدود COSMOS Works با اعمال فشار تست ۷۱ بار در حالت کاملاً بسته که معادل ۱/۱ برابر فشار نامی شیر می‌باشد، تنش‌ها، تغییر مکان و تغییر فرم اجزای اصلی در حالت کاملاً بسته بررسی می‌شود. چگونگی المان بندی مدل در دقت محاسبات تأثیر مهمی دارد. المان‌ها می‌بایست تا حد امکان از اضلاع

1- Double Offset

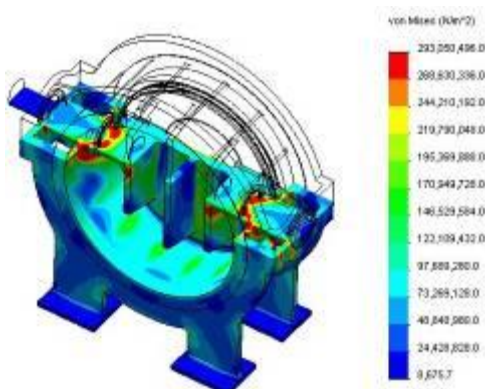
2 - Finite Element Method

توزیع نامتقارن نیرو در قطعات اصلی شیر می‌شود. شکل ۳ توزیع تنش موثر را در کل بدنه شیر تحت فشار مورد نظر (MPa) 7.1 را نشان می‌دهد. مقیاس رنگی شکل براساس واحد نیوتن بر متر مربع یا همان پاسکال (Pa) می‌باشد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود حداکثر تنش موثر 293(MPa) می‌باشد، که در شفت اصلی شیر ایجاد می‌شود.

جدول ۲ خلاصه‌ای از نتایج تحلیل عددی را نشان می‌دهد. با توجه به این جدول، تنش مجاز جنس فولاد ضد زنگ (X20Cr13) شفت (MPa) 640 می‌باشد و براساس نتایج حاصل، تنش بیشینه در آن کمتر از تنش مجاز بوده و ضریب اطمینان قابل قبول ۲/۲ را به دست می‌دهد.



شکل ۲: تغییر مکان الاستیک قطعات اصلی شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) با فشار 7100 کیلو پاسکال با ماکزیمم 7.12 (mm) در لبه پایین دیسک



شکل ۳: توزیع تنش موثر در قطعات اصلی شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) با فشار 7100 کیلو پاسکال با ماکزیمم تنش 293 (MPa) در محور شیر

اغتشاشات ناشی از شرایط تکیه‌گاهی در محاسبه شرایط عملکردی شیر، یک لوله در ابتدا و انتهای آن در نظر گرفته می‌شود. طول لوله‌ها در استاندارد های مختلف برای شرایط مورد نظر ذکر شده است و معمولاً در دو طرف شیر قرار می‌گیرند و شرایط تکیه‌گاهی به لوله مذکور اعمال می‌شود. لازم به ذکر است که با استفاده از این لوله‌ها، مدل عددی به مدل واقعی که در صنایع آب رسانی و نفت بیشتر استفاده می‌شود، تشابه بیشتری خواهد داشت و همچنین وجود این لوله تأثیری در مقدار تنش‌های محاسبه شده برای اجزای اصلی شیر نخواهد داشت چرا که در این مدل، المان‌های بدنه شیر کاملاً مهار نمی‌شوند و با جابجایی المان‌های لوله، المان‌های بدنه شیر نیز قادر به جابجایی خواهند بود و از افزایش کاذب موضعی تنش جلوگیری می‌شود. شرایط تکیه‌گاهی به صورت گیر دار در جهت محور لوله‌ها و یا مسیر آب و در دو طرف می‌باشد. البته امکان جابجایی جانبی برای این تکیه‌گاه‌ها منظور شده است تا نشست شیر و یا خط لوله در اثر وزن لحاظ گردد. صفحه‌های پایینی پایه شیر در جهت عمودی و جانبی محدود شده‌اند، ولی از آنجایی که شیر می‌تواند به علت انعطاف نسبی خط لوله در جهت محوری بلغزد، لذا جابجایی کل بدنه شیر در راستای محوری، آزاد در نظر گرفته شده است. همچنین، فشار 7.1 (MPa) به یک طرف دیسک و بدنه شیر اعمال شده است.

شکل ۲ تغییر مکان قطعات شیر را پس اعمال شرایط فوق و انجام حل عددی، نشان می‌دهد. مقیاس رنگی مقدار تغییر مکان را بر حسب میلی‌متر ارائه می‌کند. همان‌طور که ملاحظه می‌شود حداکثر تغییر مکان ۷/۱۲ میلی‌متر و در لبه پایین دیسک می‌باشد. این مقدار ۰/۵۹ درصد قطر نامی شیر می‌باشد. تغییر مکان نامتقارن ایجاد شده در قطعات اصلی شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) به دلیل خروج از مرکز دیسک از محور اصلی شیر است، که باعث

جدول ۲: نتایج نهایی تحلیل هیدرواستاتیکی شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) در حالت کاملاً بسته با فشار 7.1(MPa) در یک طرف دیسک

نام قطعات	جنس	حد تسلیم (MPa)	حداکثر تنش (MPa)	حداکثر تغییر مکان (mm)
دیسک	St 52-3	353	142	7.12
بدنه	St 52-3	353	153	2.26
شفت	X20Cr13	640	293	2.96

#### ۴- تحلیل عددی رفتار هیدرودینامیکی

ساخت و آزمایش شیرهای پروانه‌ای قطر بزرگ یک فرآیند پرهزینه است؛ بنابراین، امروزه از روش‌های عددی برای تحلیل رفتار هیدرودینامیکی این نوع شیرها استفاده می‌کنند. در این پژوهش، آنالیز عددی از دو مرحله تشکیل شده است:

**مرحله اول:** با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و بکارگیری نرم افزار COSMOS FloWorks رفتار هیدرودینامیکی شیر پروانه‌ای با قطر نامی ۱۲۰۰ میلی متر بررسی شده است. در این مدل، معادلات ناویر-استوکس رینولدز متوسط<sup>۱</sup> (RANS) و پیوستگی بصورت عددی برای یک جریان تراکم ناپذیر حل می‌شود:

$$\rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \right) = -\nabla p + \rho g + \mu \nabla^2 V - \rho \left( \frac{\partial \overline{v_i v_j'}}{\partial x_j} \right) \quad (1)$$

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

در این معادلات  $V$  سرعت متوسط سیال،  $p$  فشار متوسط سیال،  $\mu$  ویسکوزیته سینماتیکی،  $\rho$  چگالی سیال،  $t$  زمان و  $\rho g$  نیروی وزن است. چون قطر شیر (۱۲۰۰ میلی متر) بزرگ است، بنابراین بایستی وزن شیر و سیال در محاسبات در نظر گرفته شود. همچنین در این معادلات  $v'$  سرعت نوسانی می‌باشند که در جمله آخر

یا تنش‌های رینولدز ظاهر می‌شوند. هدف مدل توربولانس در حقیقت ارائه مدل مناسب برای این تنش‌ها و مربوط ساختن آن‌ها به مقادیر متوسط می‌باشد. به این ترتیب دستگاه معادلاتی حاصل می‌گردد که قابلیت حل با روش‌های عددی را خواهند داشت. برای حل معادلات ناویر-استوکس نزدیک دیواره‌ها، روند جریان سیال به صورت توربولانس لایه‌ای در نظر گرفته شده است. در مدل توربولانس، معادلات ناویر-استوکس با رینولدز متوسط بکار برده شده است [۹].

به منظور حل معادلات فوق از متوسط زمانی پارامترهای مختلف از جمله سرعت استفاده شده است که برای هر پارامتر مانند  $u$  متوسط زمانی آن با رابطه ذیل بدست می‌آید:

$$\bar{u} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t^*} \int_{t_0}^{t_0+t^*} u dt \quad (3)$$

که در آن  $t^*$  هر زمان دلخواه و  $t_0$  مبدا زمانی می‌باشند. همراه با RANS، در مدل توربولانس، معادلات مومنتوم نیز به هم مرتبط می‌شوند. معمولاً در صنعت از مدل‌های توربولانس دو معادله‌ای مانند مدل  $k-\varepsilon$ ، مدل  $k-\omega$  و مدل تنش برشی رینولدز استفاده می‌شود. برای حل این مدل، از مدل  $k-\varepsilon$  استفاده شده است، چرا که این مدل شامل تابع‌های غیر خطی پیچیده نمی‌شود و نسبت به مدل‌های دیگر قوی‌تر است [۱۰].

<sup>1</sup>- Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations (RANS)

دینامیک جامدات محاسباتی و بکارگیری نرم افزار COSMOS-Works گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک شیر پروانه‌ای با قطر نامی ۱۲۰۰ میلی متر با لحاظ کردن فشار سیال محاسبه شده در مرحله اول در زاویه‌های مختلف دیسک به صورت شرط مرزی، محاسبه شده است. علاوه بر آن توزیع تنش، کرنش و تغییر مکان در قطعات اصلی به دست آمده است. محاسبه گشتاور هیدرو دینامیکی بر اساس توزیع فشار  $p$  بدست آمده در حل عددی هیدرودینامیکی انجام شده است. این توزیع فشار بر روی صفحه جلو (بالادست) و پشت آن (پائین دست) به صورت بار گسترده در نظر گرفته شده و با انتگرال گیری در سطح نسبت به محور دیسک، محاسبه شده است:

$$T = \left[ \int_A r.p.\bar{n}.dA \right]_{up} - \left[ \int_A r.p.\bar{n}.dA \right]_{down} \quad (4)$$

که در آن،  $r$  فاصله هر نقطه از دیسک نسبت به محور آن،  $n$  بردار واحد عمود و  $dA$  المان دیفرانسیلی سطح می‌باشند.

برای پیدا کردن لایه مرزی، طول توربولانس  $18.45(\text{mm})$  همراه با شدت توربولانس 2% فرض شده است. المان‌های سه بعدی مکعبی با ماکزیمم اندازه  $40(\text{mm})$  برای تحلیل CFD استفاده شده است، به طوریکه اندازه المان‌ها در اطراف دیسک شیر به دلیل بالا بودن گرادیان فشار و سرعت کوچکتر در نظر گرفته شده است. نواحی مش تحلیل CFD شامل سه ناحیه داخل لوله ورودی و خروجی، بدنه شیر و دیسک شیر است. عدد ناصافی سطح در تحلیل عددی ۱۰۰ میکرومتر در نظر گرفته شده است. برای مطالعه حساسیت مش، تحلیل برای اندازه مش‌های مختلف تکرار شده است تا زمانیکه نتایج بدست آمده برای سرعت ماکزیمم و فشار ماکزیمم جریان با خطای قابل قبول 10% همگرا شود. برای مثال در جدول ۳، جواب بدست آمده برای فشار ماکزیمم برای مش‌های CFD مختلف در حالت باز شدگی دیسک ۵۰ درجه، ارائه شده است و ملاحظه می‌شود که با افزایش تعداد المان مش به  $1/62$  برابر، پاسخ حاصل تنها ۱۰ درصد تغییر می‌یابد که همگرایی پاسخ تحلیل عددی و استقلال از مش آن را نشان می‌دهد.

جدول ۳: تغییر پاسخ حل عددی CFD برای فشار ماکزیمم شیر در گشودگی دیسک ۵۰ درجه با افزایش تعداد المان

تعداد المان	فشار ماکزیمم (kPa)
۱۸۰۲۲۶	۳۴۵
۲۳۷۰۹۶	۳۷۱
۲۹۱۹۶۷	۳۸۳

## ۵- روش حل و شرایط مرزی تحلیل هیدرودینامیکی

در این شیرها، به دلایلی احتمال شرایط کارکرد دما و فشار بالا نمی‌توان از مواد نرم برای ساخت نشیمنگاه‌ها بهره برد، بلکه ملزم به استفاده از مواد فلزی در ساخت اجزای شیر هستیم. از سوی دیگر تماس و اصطکاک میان فلز و فلز هنگامی که شیر در حال بسته شدن یا باز شدن است، فرسایش زیادی در پی خواهد داشت. برای کاهش این تماس مضر، محور حرکت دیسک شیر را خارج از مرکز قرار

**مرحله دوم:** در این مرحله نتایج بدست آمده از تحلیل سیالاتی مرحله اول، بخصوص توزیع فشار هیدرو-دینامیکی، به صورت داده‌های اولیه در حل جامداتی مورد استفاده قرار گرفته است. در نهایت با استفاده از روش

در هسته مرکزی لوله در پشت دیسک شده که البته به دلیل هندسه دیسک، خارج از مرکزی آن و زاویه باز شدگی، این هسته نا متقارن بوده و در تمامی حالات کمابیش مشاهده می شود که در زاویه یاز شدگی ۳۰ درجه نمود بیشتری دارد. همانطور که مشاهده می شود، طبق معادله برنولی، در حالات نزدیک به کاملاً بسته، فشار پشت دیسک به دلیل افزایش سرعت کاهش می یابد.

در شکل ۵ توزیع فشار ناشی از جریان سیال بر روی سطح بدنه و دیسک شیر نشان داده شده است. همان طور که در شکل دیده می شود، در زاویه های باز شدگی کمتر (تا زاویه ۳۰ درجه)، علی رغم اینکه توزیع فشار بر روی سطح جلوی دیسک یکنواخت تر است ولی اختلاف فشار بین جلو و پشت دیسک به شدت کاهش می یابد. در زاویه های باز شدگی میانی مثلاً (۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه) توزیع فشار غیر یکنواخت تر و اختلاف فشار بین جلو و پشت دیسک کاهش می یابد. این توزیع غیر یکنواخت باعث ایجاد گشتاور هیدرودینامیکی می شود.

شکل های ۴ و ۵ به منظور ارائه نتایج و مقایسه آن ها به صورت کیفی میباشند و به علت محدودیت در ابعاد شکل ها و نیز صفحات مقاله، امکان ارائه جزئیات در آن ها نمی باشد، ولی برای روشن شدن بیشتر نتایج، توزیع سرعت و فشار برای زاویه باز شدگی دیسک ۵۰ درجه با بزرگ نمایی بیشتر در هر شکل ارائه شده است.

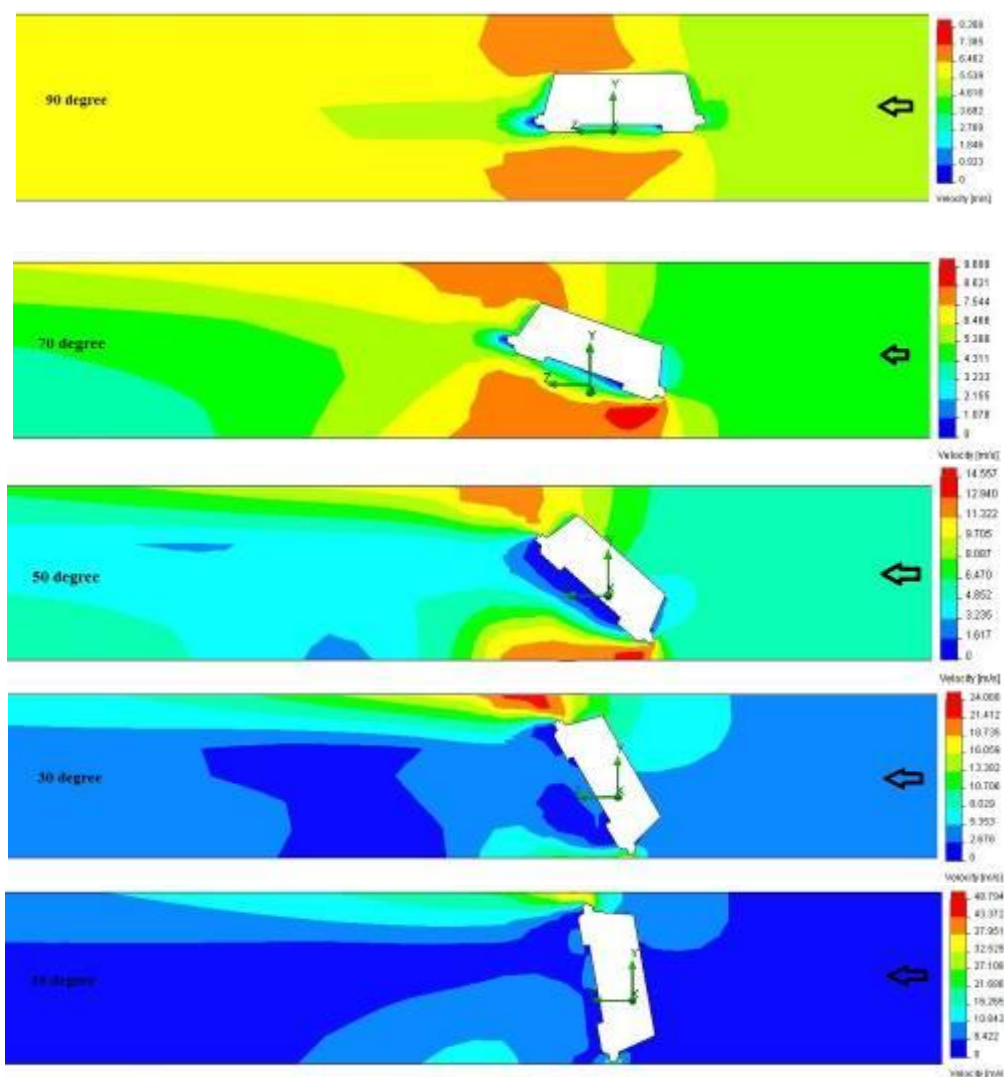
می دهند. حال با حرکت این مجموعه خارج از مرکز، تماس میان دیسک و نشیمن گاه تنها در لحظات آخر و با حداقل حرکت صورت خواهد گرفت. این نوع طراحی باعث می شود که علاوه بر محدود شدن اصطکاک و سایش میان بندآور و نشیمنگاه، آب بندی مطلوب حاصل شود.

دیسک شیر مورد نظر در این بررسی، از دو خروج از مرکز تشکیل شده است. خروج از مرکز اول فاصله افقی بین مرکز محور و صفحه آب بندی با مقدار (mm) 215 و خروج از مرکز دوم فاصله عمودی بین محور شیر و مرکز دیسک با مقدار (mm) 100 درحالی که شیر در حالت کاملاً بسته باشد. نتایج تحلیل عددی، در دو حالت سرعت ورودی یکنواخت ثابت و فشار ورودی ثابت بدست آمده است. در حالت سرعت ثابت ورودی (بالادست جریان)، مسئله با ماکزیمم سرعت شیر پروانه ای برابر با (m/s) 5 و در حالت فشار ثابت ورودی، مسئله با ماکزیمم فشار کارکرد شیر برابر با (bar) 64 حل شده است. در هر دو حالت فشار خروجی (فشار خروجی اتمسفر) در نظر گرفته شده است. سرعت و فشار بالادست و پایین دست بر طبق استاندارد AWWA<sup>1</sup> C504 تعریف شده است [۱۷، ۱۸].

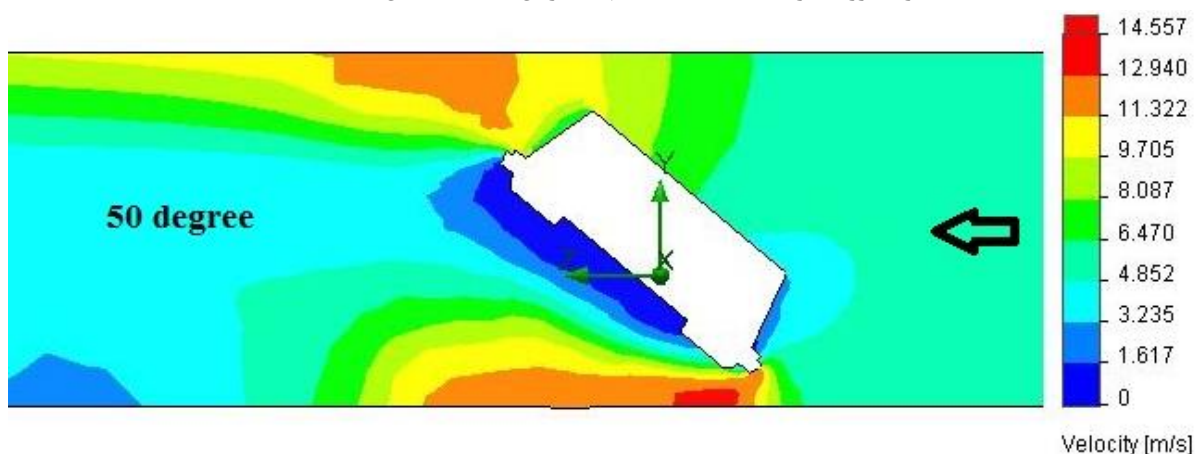
شکل ۴ توزیع سرعت سیال در اطراف شیر پروانه ای با قطر نامی ۱۲۰۰ میلی متر در زوایای ۱۰، ۳۰، ۵۰، ۷۰، ۹۰ درجه (کاملاً باز) تحت شرط مرزی تعریف شده سرعت ثابت (m/s) 5 را نشان می دهد. بیشترین تغییرات سرعت سیال در اطراف دیسک شیر به علت تغییر منحنی آن مشاهده می شود. بنابراین در حالات نزدیک به کاملاً بسته، سرعت بین سطح لوله و دیسک به شدت افزایش می یابد. همانطور که در این شکل دیده می شود، با باز شدن شیر، جریان آب از اطراف جداره به پشت دیسک انتقال می یابد که این امر موجب ایجاد ناحیه کم سرعت

<sup>1</sup> - American Water Works Association



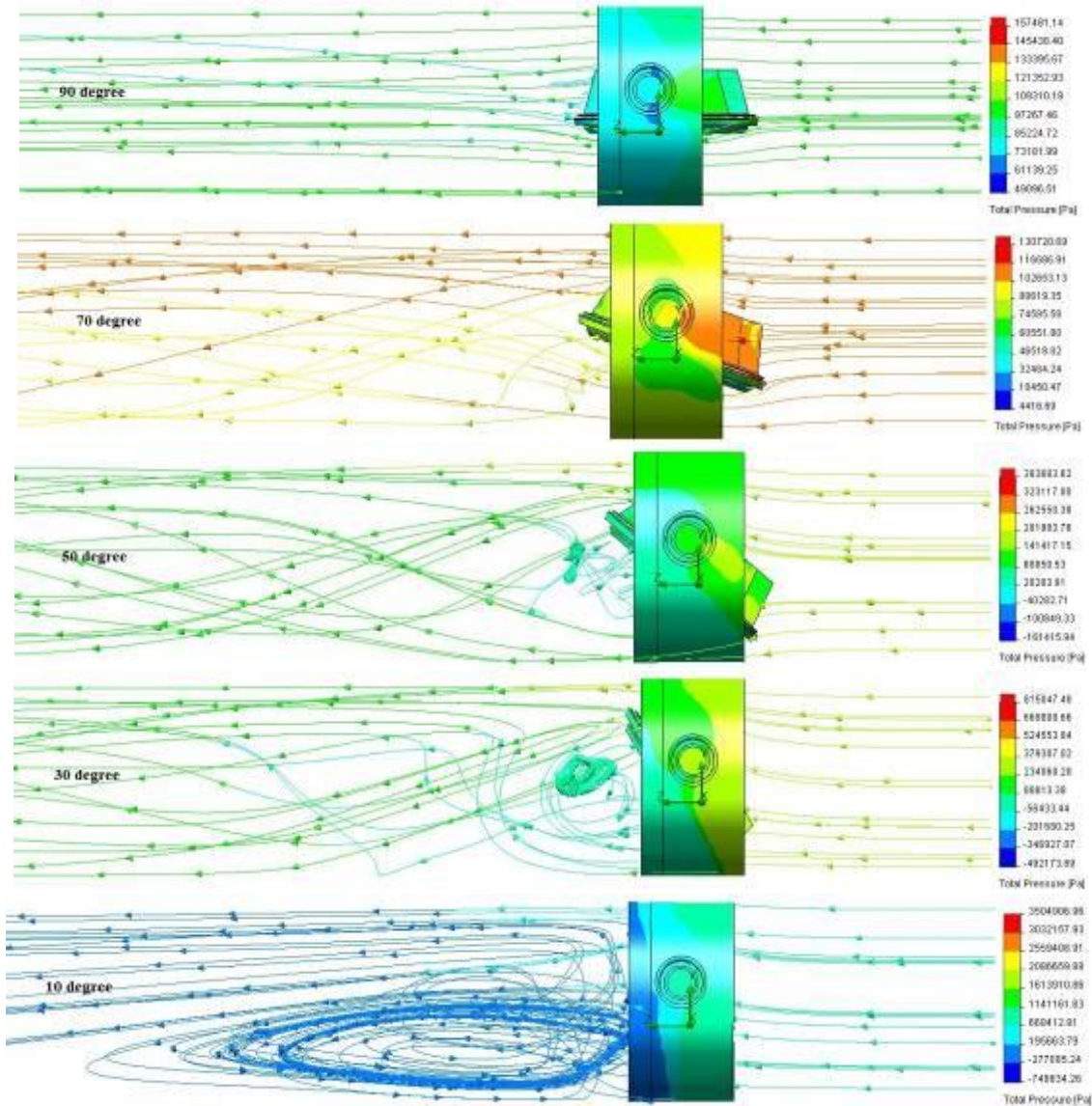


شکل ۴-الف: توزیع سرعت سیال در اطراف شیر پروانه‌ای با قطر نامی ۱۲۰۰ میلی متر در زوایای ۹۰، ۷۰، ۵۰، ۳۰، ۱۰ درجه (کاملاً باز) تحت شرط مرزی سرعت ثابت 5 m/s (جهت جریان با علامت نشان داده شده است)

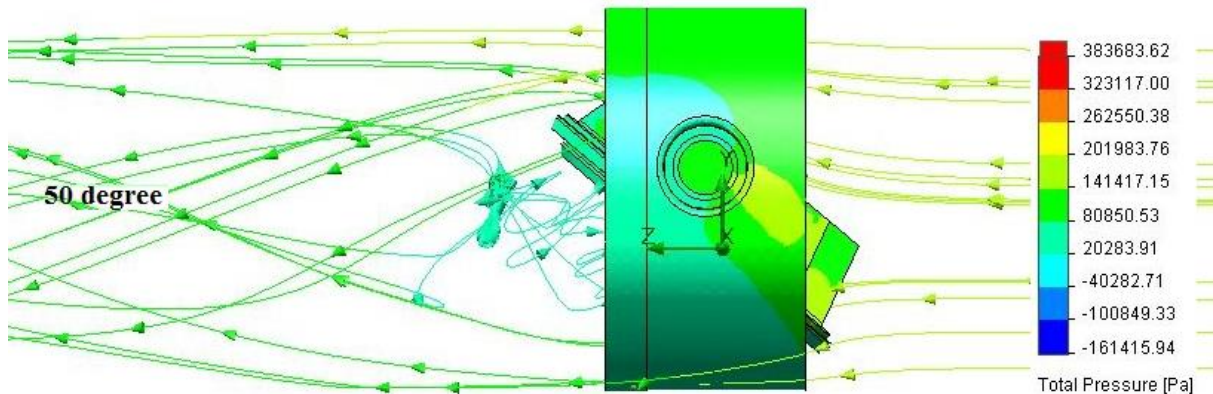


شکل ۴-ب: بزرگ نمایی توزیع سرعت سیال در اطراف شیر پروانه‌ای با قطر نامی ۱۲۰۰ میلی متر در زاویه باز شدگی ۵۰ درجه تحت شرط مرزی سرعت ثابت 5 m/s (جهت جریان با علامت نشان داده شده است)





شکل ۵- الف: توزیع فشار ناشی از جریان سیال بر روی سطح بدنه و دیسک شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) در زوایای بازشدگی ۱۰، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه (کاملاً باز) تحت شرط مرزی سرعت ثابت 5 m/s



شکل ۵- ب: بزرگنمایی توزیع فشار ناشی از جریان سیال بر روی سطح بدنه و دیسک شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) در زوایای بازشدگی ۵۰ درجه و تحت شرط مرزی سرعت ثابت 5 m/s

## ۶- روش تجربی تحلیل هیدرواستاتیکی

کوچکتر و با برقراری تشابه هیدرولیکی با برابری عدد رینولدز یا عدد فرود در جریان های تحت فشار صورت می گیرد. سپس داده های تجربی با نتایج تحلیل عددی که بر روی شیر مدل و شیر واقعی انجام شده، مقایسه میگردد.

ابتدا در آزمایش هیدرواستاتیکی مطابق شکل ۶، شیر واقعی با اعمال فشاری ۱/۱ برابر فشار نامی (طبق استاندارد ISO5208 یا AWWA C504) [۱۷،۱۸] از یک طرف، در حالت کاملاً بسته مورد آزمایش قرار می‌گیرد. در این آزمایش مدت یک ساعت فشار هیدرواستاتیک در یک سوی شیر برقرار شده و تغییر مکان نقاط مختلف پشت دیسک شیر اندازه‌گیری می‌شود.

به علت هزینه بالا و نیاز به عبور آب با دبی زیاد، شیرهای پروانه‌ای قطر بزرگ، تنها در حالت هیدرواستاتیک مورد آزمایش قرار می‌گیرند. در صورت انجام آزمایش جریان بر روی یک شیر پروانه‌ای قطر بالا، احتیاج به یک سیستم بزرگ هیدرولیکی شامل یک مخزن بزرگ، پمپ‌ها، لوله‌های ارتباطی، شیرهای اطمینان و کنترل جریان و سایر ملزومات خواهد بود. ساخت چنین حلقه‌ای با تجهیزات لازم احتیاج به صرف هزینه بسیار زیاد دارد که خارج از توان بیشتر سازندگان شیرهای صنعتی است. به همین دلیل اکثراً آزمایش جریان بر روی شیرهای مدل، با قطر



شکل ۶: آزمایش هیدرواستاتیکی بر روی مدل واقعی شیر پروانه‌ای DN1200-PN64

میلی‌متر انجام شده است. شکل ۷، سامانه مجموعه آزمایش جریان بر روی شیر پروانه‌ای مورد نظر برای تعیین گشتاور هیدرودینامیکی را نشان می‌دهد.

گشتاور وارد بر شیر پروانه‌ای شامل گشتاور هیدرودینامیکی، گشتاور یاتاقان و گشتاور نشیمنگاه می‌باشد. در روش آزمایشگاهی تعیین گشتاور هیدرودینامیکی، این گشتاور با چرخش دیسک شیر پروانه‌ای و با حذف گشتاورهای دیگر اندازه‌گیری می‌شود. گشتاور اصطکاکی یاتاقان  $T_b$  و گشتاور اصطکاکی

## ۷- اندازه‌گیری گشتاور هیدرودینامیکی

### وارد بر شیر پروانه‌ای

در شیرهای پروانه‌ای قطر بالا، چون امکان انجام آزمایش با جریان سیال برای تعیین گشتاور هیدرودینامیکی، به دلیل نیاز به هد بالا، در محیط‌های آزمایشگاهی سازندگان شیرهای پروانه‌ای وجود ندارد، بنابراین، آزمایش بر روی مدل کوچکتر با قطر نامی ۲۵۰ میلی‌متر ولی با همان مشخصات مدل واقعی شیر پروانه‌ای با قطر نامی ۱۲۰۰

## ۸- روش تجربی محاسبه گشتاور هیدرودینامیکی

برای اندازه‌گیری گشتاور هیدرو دینامیکی، شیر در حالت کاملا باز قرار داده می‌شود و دبی جریان در این حالت ثبت می‌شود. با بستن شیر، به طور هم زمان سرعت جریان و اختلاف فشار شیر اندازه‌گیری می‌شود. بعد از اینکه شیر بسته شد، اندازه‌گیری با همان روش در جهت باز شدن شیر تکرار می‌شود. اندازه‌گیری گشتاور لازم برای باز و بسته کردن شیر در هر مرحله به کمک آچار تورک متر دیجیتالی متصل به محور دیسک با دقت  $\pm 0.01 \text{ Nm}$  اندازه‌گیری شده است. گشتاور هیدرودینامیکی توسط معادله (۷) محاسبه می‌شود.

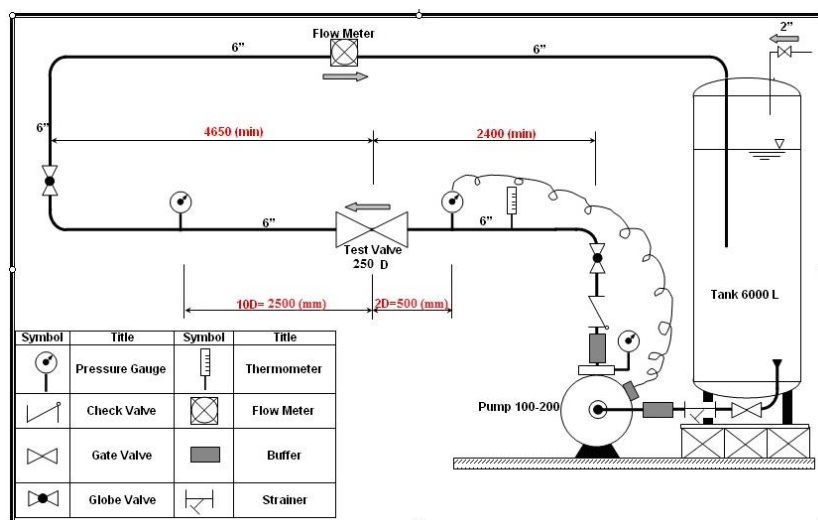
نشیمنگاه  $T_s$  بر محور شیر وارد می‌شود و جهت آنها همیشه در خلاف جهت چرخش دیسک شیر پروانه‌ای است. گشتاور هیدرودینامیکی همیشه در جهت بسته شدن شیر عمل می‌کند. بنابراین، گشتاور بسته شدن شیر  $T_c$  و گشتاور باز شدن شیر  $T_o$  توسط معادلات زیر بیان می‌شوند:

$$T_c = T_b + T_s - T_d, \quad (5)$$

$$T_o = T_b + T_s + T_d. \quad (6)$$

بنابراین، گشتاور یاناقان و گشتاور نشیمنگاه از معادلات بالا حذف می‌شوند و گشتاور هیدرودینامیکی توسط معادله زیر بدست می‌آید:

$$T_d = \frac{T_o - T_c}{2}. \quad (7)$$



شکل ۷-الف: آزمایش جریان برای اندازه‌گیری گشتاور هیدرودینامیکی بر روی مدل شیر پروانه‌ای DN250-PN10



شکل ۷-ج: نمای دستگاه تست ریگ و شیر نمونه



شکل ۷-ب: نمای دستگاه تست ریگ





شکل ۷-۵: نمای شیر پروانه‌ای نمونه نصب شده در تست ریگ



شکل ۷-۵: نمای تابلوی سیستم تنظیم دور پمپ جهت تامین هد ثابت

دیسک شیر است. چون در صنعت، اطلاعات مربوط به سرعت جریان سیال وجود ندارد معمولاً از رابطه ۸ برای محاسبه گشتاور هیدرودینامیکی استفاده می‌شود. معمولاً بیشترین ضریب گشتاور دینامیکی در زاویه ۶۵ تا ۸۰ درجه از دیسک اتفاق می‌افتد. با این حال بیشترین مقدار گشتاور دینامیکی معمولاً در حالات نیمه باز شیر (بین ۵۰ تا ۷۵ درجه) اتفاق می‌افتد چرا که در این وضعیت‌ها مقدار افت فشار بسیار زیاد است.

باید توجه داشت که گشتاور دینامیکی و نیز اختلاف فشار  $\Delta p$  به خصوصیات و وضعیت سامانه انتقال سیال وابسته می‌باشند و بدون آگاهی از وضعیت این سامانه‌ها، تحلیل و بررسی آن‌ها نتایج درستی در بر نخواهد داشت.

نتایج حاصل از محاسبات عددی در شکل‌های ۸ و ۹ ارائه شده‌اند که به ترتیب مقادیر ضریب گشتاور دینامیکی در زاویه بازشدگی مختلف دیسک شیر پروانه‌ای مورد نظر در سرعت ثابت (m/s) کوگشتاور هیدرودینامیکی همان شیر را در حالتی که اختلاف هد ثابت 1 (bar) در دو سمت آن هست، را نشان می‌دهند. به این ترتیب عملکرد هیدرودینامیکی شیر و گشتاور آن در دو نوع کاربرد متفاوت شیر مشخص شده است.

## ۹- ضریب گشتاور هیدرودینامیکی

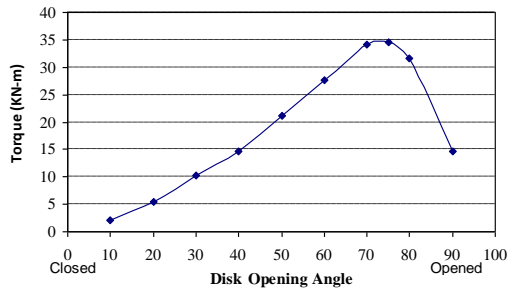
استاندارد AWWA C04 یکی از معتبرترین استانداردها برای طراحی و ساخت شیرهای پروانه‌ای است. طبق این استاندارد، گشتاور هیدرودینامیکی می‌تواند توسط ضریب بدون بعد زیر محاسبه شود [۱۷]:

$$C_{TDP} = \frac{T_d}{(\Delta p) D^3} \quad (8)$$

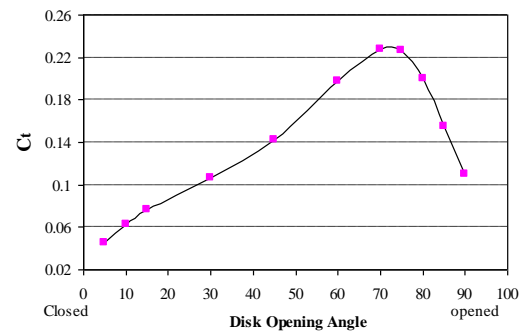
در معادله بالا  $T_d$  گشتاور هیدرودینامیکی،  $C_{TDP}$  ضریب گشتاور هیدرودینامیکی،  $\Delta p$  اختلاف فشار بین بالادست و پایین دست دیسک،  $D$  قطر دیسک شیر است. ضریب دیگر برای گشتاور دینامیکی  $C_{TV}$  است که با رابطه ۹ تعریف می‌شود، تفاوت  $C_{TV}$  با  $C_{TDP}$  در این است که در فرمول  $C_{TV}$  به جای اختلاف فشار از سرعت استفاده شده است. مزیت  $C_{TV}$  این است که در آن از سرعت متوسط جریان برای محاسبه گشتاور دینامیکی استفاده می‌شود.  $C_{TV}$  می‌تواند به طور مستقیم در کاربردهای نصب شیرهای کوچک و بزرگ و همچنین در استفاده از شیر به صورت تخلیه آزاد بکار برده شود [۱۳، ۱۴، ۱۷، ۱۸].

$$C_{TV} = \frac{T_d}{\rho V^2 D^2} \quad (9)$$

در این معادله  $C_{TV}$  ضریب گشتاور هیدرودینامیکی،  $\rho$  چگالی سیال،  $V$  سرعت متوسط جریان سیال،  $D$  قطر



شکل ۹: گشتاور هیدرودینامیکی شیر پروانه‌ای (DN1200- PN64) در زاویه‌های مختلف بازشدگی در اختلاف فشار ثابت 1 bar



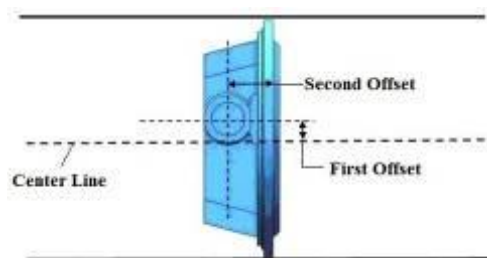
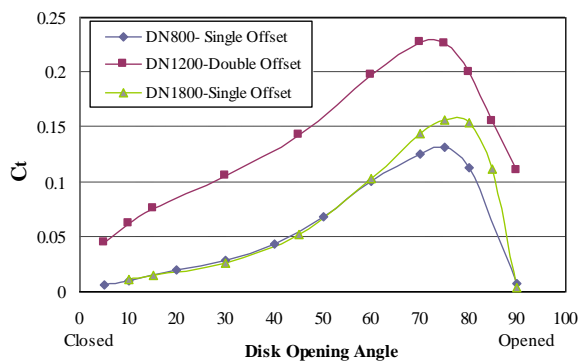
شکل ۸: مقادیر ضریب گشتاور دینامیکی  $C_{TDP}$  در زاویه بازشدگی مختلف دیسک شیر پروانه‌ای (DN1200-PN64) در سرعت ثابت 5 m/s

## ۱۰- تاثیر خروج از مرکز دیسک بر گشتاور

### هیدرودینامیکی

دیسک شیر پروانه‌ای مورد بررسی در این پژوهش (DN1200-PN64) دارای دو خروج از مرکز است. در شیرهای پروانه‌ای با قطر بالا به دلیل فشار کارکرد بالا، معمولاً دیسک شیر را با یک خروج از مرکز یا دو خروج از مرکز طراحی می‌کنند. شکل ۱۰ خروج از مرکزهای مختلف دیسک شیر پروانه‌ای را نشان می‌دهد. همچنین در جدول ۴ شکل سه نوع مختلف شیر مورد بررسی با خروج از مرکزهای متفاوت آورده شده است. در شکل ۱۱ ضریب گشتاور هیدرودینامیکی برای این سه نوع شیر با سه نوع دیسک با خروج از مرکز متفاوت نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، اختلاف نمودار ضریب گشتاور هیدرودینامیکی شیر (DN1200) با دو خروج از مرکز با نمودار دو شیر (DN800) و (DN1800) با یک خروج از مرکز بیشتر است. چون وجود خروج از مرکز دوم باعث نامتقارن شدن توزیع فشار بر روی سطح دیسک شیر شده و در نتیجه آن، گشتاور هیدرودینامیکی افزایش می‌یابد. همچنین شکل ۱۲ تاثیر افزایش خروج از مرکز دوم بر گشتاور هیدرودینامیکی را نشان می‌دهد.

اگر چه مقدار ضریب گشتاور دینامیکی در زاویه ۸۰ درجه بیشینه است (شکل ۸)، ولی به سبب بیشینه بودن اختلاف فشار در زاویه‌های کمتر، مقدار گشتاور بیشینه نیز در زوایای کمتر اتفاق می‌افتد. البته عموماً مآ قضاوت در مورد ضرایب گشتاور و یا مقدار گشتاور دینامیکی بستگی به نوع کارکرد شیر دارد، به این ترتیب که در حالتی که شیر به صورت دبی جریان ثابت عمل می‌کند، در حالات زاویه بازشدگی کم یا همان حالت تقریباً بسته با زاویه دیسک ۲۵ درجه و کمتر، مقدار افت فشار بسیار زیاد خواهد بود. به همین دلیل مقدار گشتاور بسیار افزایش می‌یابد و با باز شدن بیشتر شیر و در حالتی که سرعت جریان کماکان ثابت باشد، افت فشار در شیر کاهش خواهد یافت و گشتاور دینامیکی نیز کاهش می‌یابد. برعکس، در حالتی که شیر در شرایط اختلاف هد ثابت بین بالادست و پایین دست کار می‌کند (شکل ۹)، عموماً افت فشار در شیر تغییر چندانی نمی‌کند و این سرعت جریان عبوری است که خود را با شرایط شیر تطبیق می‌دهد. برای مثال در حالت بازشدگی کم یا شیر تقریباً بسته با زاویه کمتر از ۲۵ درجه، سرعت جریان کاهش می‌یابد و برعکس در شیر با زاویه دیسک بالا یا شیر کاملاً باز سرعت جریان افزایش می‌یابد. در این حالت، نمودار تغییر گشتاور دینامیکی با زاویه دیسک شیر بسیار شبیه شکل ۸ خواهد بود که البته ممکن است موقعیت ماکزیمم گشتاور در زاویه‌های کمتر اتفاق افتد.



شکل ۱۰: خروج از مرکزهای مختلف در دیسک شیر پروانه‌ای

شکل ۱۱: مقادیر ضریب گشتاور دینامیکی  $C_{TDP}$  برای سه شیر (DN800-PN25 و (DN1800-PN16) و (DN1200-PN64)

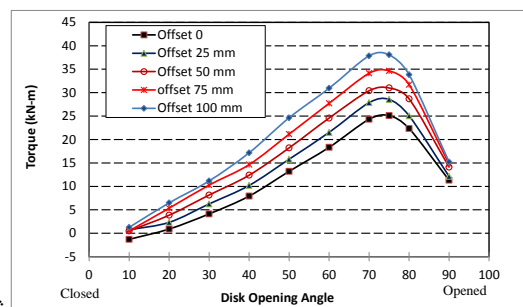
جدول ۴: دیسک سه شیر مختلف مورد بررسی با خروج از مرکزهای مختلف

DN800-PN25, Single Offset	DN1200-PN64, Double Offset	DN1800-PN16, Single Offset
First Offset=0 Second Offset=75 mm	First Offset=100 mm Second Offset=215 mm	First Offset=0 Second Offset=150 mm

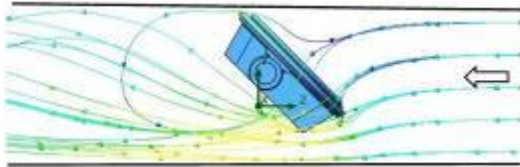
### ۱۱- تاثیر جهت جریان بر گشتاور

#### هیدرودینامیکی

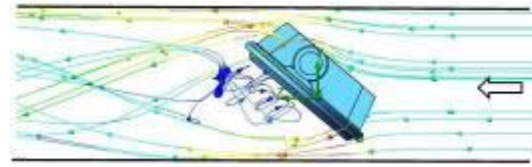
در شیرهای پروانه‌ای با خروج از مرکز، جهت جریان تاثیر خیلی مهمی بر رفتار هیدرودینامیکی شیر دارد. به منظور بررسی این موضوع، رفتار شیر با توجه به شکل ۱۳، در دو جهت جریان متفاوت تحلیل شده است. همانطور که در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود، در حالتی که جهت جریان در طرف نشیمنگاه باشد، در زاویه باز شدگی ۹۰ درجه (کاملاً باز) گشتاور هیدرودینامیکی منفی (گشتاور در خلاف جهت بسته شدن شیر) ایجاد می‌شود. بنابراین در صورتیکه جهت جریان در طرف نشیمنگاه باشد، گشتاور هیدرودینامیکی تغییر علامت می‌دهد، و این باعث ارتعاش شیر پروانه‌ای می‌شود.



شکل ۱۲: گشتاور هیدرودینامیکی در خروج از مرکزهای مختلف به طوریکه (First Offset) ثابت نگه داشته می‌شود.



Shaft Downstream



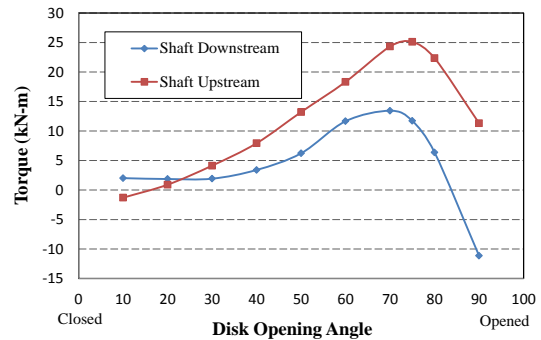
Shaft Upstream

شکل ۱۳: دو جهت جریان متفاوت (جهت جریان با علامت نشان داده شده است)

## ۱۲- تاثیر شکل دیسک بر گشتاور

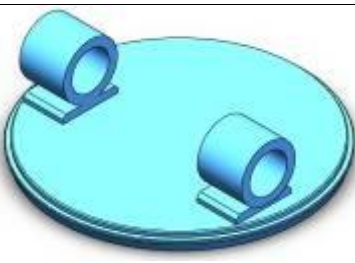
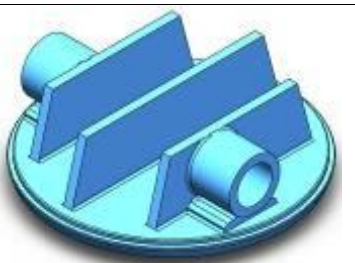
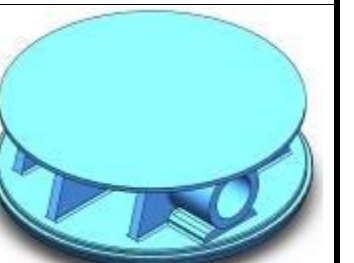
### هیدرودینامیکی

از جمله پارامترهای مهم موثر بر گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک شیر پروانه‌ای، شکل دیسک است. جهت بررسی اثر شکل دیسک سه نوع دیسک مختلف برای شیر DN1200-PN64 با توجه به جدول ۵ در نظر گرفته شده است. در شکل ۱۵ مقادیر ضریب گشتاور هیدرودینامیکی در سه دیسک مختلف نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهند که در حالتی که سطح دیسک بدون مانع و ضخامت دیسک کمتر است ضریب گشتاور هیدرودینامیکی بیشتر است.



شکل ۱۴: تاثیر جهت جریان بر گشتاور هیدرودینامیکی در شیرهای پروانه‌ای با دو خروج از مرکز

جدول ۵: سه شکل مختلف برای شیر پروانه‌ای DN1200-PN64

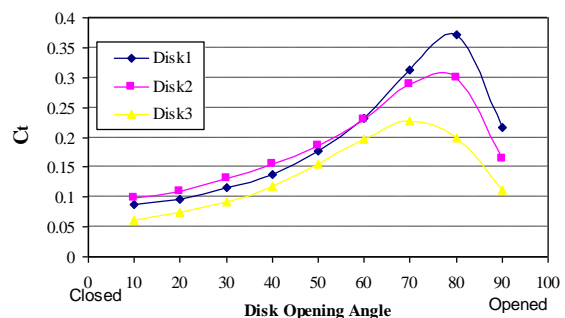
Disk1	Disk2	Disk3
		
Maximum Thickness= 68 (mm)	Maximum Thickness= 113 (mm)	Maximum Thickness= 113 (mm)

## ۱۳- مقایسه نتایج تحلیل هیدرواستاتیکی

### در شرایط کاملا بسته با اندازه‌گیری‌های

### تجربی

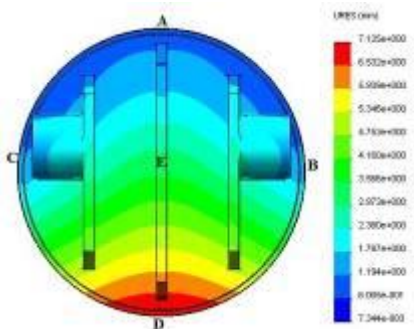
به منظور کنترل صحت عملکرد قطعات اصلی شیر و همچنین اطمینان از صحت نتایج حاصل از تحلیل عددی، و تطابق آن با مقادیر واقعی، بررسی تجربی برای اندازه



شکل ۱۵: تاثیر شکل دیسک بر مقادیر ضریب گشتاور دینامیکی  $C_{TDP}$  شیر پروانه‌ای



بیشترین اختلاف در نقطه C یا کنار دیسک در محل شفت می‌باشد. عمده علت این اختلاف، وجود قطعات مجاور و تأثیر آن از جمله نگه‌دارنده شفت و لقی یاتاقان می‌باشد.



شکل ۱۶: پنج نقطه برای اندازه‌گیری تغییر مکان دیسک شیر در حالت کاملاً بسته با فشار 71 (bar) (نقطه B در طرف گیربکس شیر قرار دارد)

گیری تغییر مکان دیسک شیر در پنج نقطه مطابق شکل ۱۶ انجام شده است که مقادیر آن با نتایج عددی در جدول ۶ مقایسه شده است. اندازه‌گیری تغییر مکان نقاط مختلف دیسک شیر در حالت کاملاً بسته، به کمک میکرومتر دیجیتالی با دقت  $\pm 0.01\text{mm}$  انجام شده است. مقایسه نتایج تجربی و عددی نشان می‌دهد که حداکثر تغییر مکان دیسک شیر در حالت کاملاً بسته با فشار مورد نظر 71 (bar) در لبه پایین آن یا نقطه D (شکل ۱۶) برابر 6.5 (mm) اندازه‌گیری شده که این مقدار با دقت 7.6% برابر 7.0 (mm) در تحلیل عددی محاسبه شده است، که بیانگر صحت مدل عددی نیز می‌باشد. اختلاف میان مقادیر محاسبه شده و اندازه‌گیری شده مربوط به تعریف شرایط تکیه گاهی و تأثیر قطعات مجاور و نیز پارامترهای مختلف از جمله مدول الاستیسیته و ضریب پواسون می‌باشد. همان‌طور که در جدول ملاحظه می‌شود،

جدول ۶: مقایسه تغییر مکان نقاط مختلف دیسک با مقادیر محاسبه شده

محل در دیسک مطابق شکل ۱۶	تغییر مکان اندازه‌گیری شده (میلی‌متر)	تغییر مکان محاسبه شده (میلی‌متر)
A	3.0	2.7
B	2.2	1.8
C	1	1.4
D	6.5	7.0
E	3.8	3.7

مقایسه شده اند. برای اینکه بتوان نتایج عددی را با نتایج تجربی مقایسه نمود، تحلیل در سرعت ثابت انجام گرفته است. با استفاده از روش ارائه شده، گشتاور هیدرودینامیکی در زوایای مختلف دیسک در سرعت متوسط جریان برابر 2.5 (m/s) محاسبه شده است. در شکل ۱۷ ضریب گشتاور دینامیکی اندازه‌گیری شده در طول آزمایش با نتایج حاصل از محاسبات عددی مقایسه شده است. همان‌طور که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود، نتایج تطابق خوبی دارند ولی اختلاف نتایج تجربی و عددی در زاویه-

#### ۱۴- مقایسه نتایج تجربی و عددی محاسبه گشتاور هیدرودینامیکی

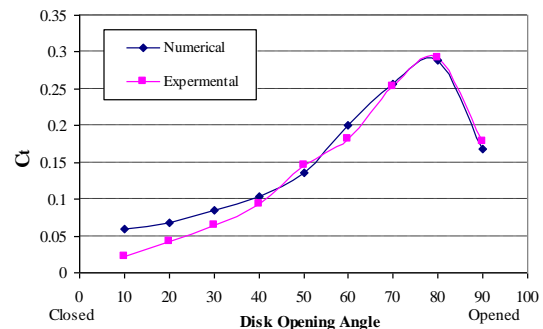
از آنجا که امکان بررسی تجربی رفتار دیسک شیر با قطر بالا وجود ندارد، ابتدا مدلی از شیر با قطر ۲۵۰ میلی‌متر (DN250-PN10) تهیه شده و رفتار هیدرومکانیکی آن، از جمله گشتاور هیدرومکانیکی در شرایط مختلف به صورت تجربی اندازه‌گیری شده است. با استفاده از روش عددی ارائه شده، دوباره مسئله برای همان شیر مدل (DN250-PN10) حل شده است. سپس نتایج با هم

هیدرودینامیکی مدل کوچکتر شیر به صورت تجربی تعیین و با نتایج عددی مقایسه شده که تطبیق خوبی را نشان می‌دهد. علاوه بر این، تاثیر عوامل مختلفی از جمله خروج از مرکز، جهت جریان و شکل دیسک بر گشتاور هیدرودینامیکی بر روی مدل واقعی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که:

- در حالت کاملاً بسته بیشترین تنش برابر 293 (MPa) در محور شیر و بیشترین تغییر مکان برابر 7.12 (mm) در دیسک شیر اتفاق می‌افتد. هر دو این مقادیر در محدوده قابل قبول طراحی می‌باشند و نشان می‌دهند که جنس و ابعاد قطعات اصلی شیر به درستی انتخاب شده‌اند.
- ماکزیمم فشار متوسط در زاویه‌های نزدیک به حالت بسته به دیسک شیر وارد می‌شود، اما توزیع فشار متوسط در زاویه‌های نزدیک به حالت کاملاً باز غیر یکنواخت‌تر است.
- رابطه میان گشتاور هیدرودینامیکی و اختلاف فشار بین بالادست و پایین دست شیر یک رابطه غیر خطی است.
- در حالت سرعت ثابت، با افزایش زاویه بازشدگی اختلاف فشار و گشتاور هیدرودینامیکی کاهش می‌یابد. همچنین ضریب گشتاور هیدرودینامیکی با افزایش زاویه بازشدگی تا زاویه بازشدگی حدود ۷۰ تا ۸۰ درجه افزایش و سپس کاهش می‌یابد.
- در حالت اختلاف فشار ثابت، با افزایش زاویه بازشدگی سرعت جریان افزایش می‌یابد و گشتاور هیدرودینامیکی تا زاویه بازشدگی حدود ۷۰ تا ۸۰ درجه افزایش و سپس کاهش می‌یابد.
- با افزایش خروج از مرکز در دیسک شیر، گشتاور هیدرودینامیکی افزایش می‌یابد. در نتیجه، سرعت بسته شدن شیر افزایش می‌یابد.
- با تغییر جهت جریان، جهت گشتاور هیدرودینامیکی تغییر می‌کند. بنابراین، جهت جریان باید در موقع نصب شیر در نظر گرفته شود.
- نتایج نشان می‌دهد که در حالتی که سطح دیسک بدون مانع و ضخامت دیسک کمتر است ضریب گشتاور هیدرودینامیکی بیشتر است.

های نزدیک به حالت بسته بیشتر است. دلایل این خطا عبارتند از:

۱. احتمال رخداد کاویتاسیون در زوایای نزدیک به حالت بسته به علت افت فشار شدید و سرعت بالای موضعی جریان
  ۲. استفاده از اتصالات در سیستم لوله کشی در سیستم آزمایشی و تاثیر آن بر نتایج
  ۳. خطای موجود در تجهیزات اندازه گیری فشار و دبی در آزمایشگاه
- البته باید خاطر نشان شد که شیر های پروانه ای عموماً و بخصوص در شیرهای با قطر بالا، به ندرت در حالت نیمه بسته استفاده می‌شوند.



شکل ۱۷: مقایسه نتایج عددی و تجربی مدل شیر پروانه‌ای با قطر ۲۵۰ میلی‌متر

## ۱۵- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این تحقیق، رفتار هیدرواستاتیکی و هیدرو دینامیکی شیر پروانه‌ای قطر بزرگ مورد بررسی قرار گرفته است. توزیع تنش و تغییر مکان در حالت کاملاً بسته و همچنین گشتاور هیدرودینامیکی وارد بر دیسک تحت شرایط مختلف و همچنین در زاویه‌های مختلف دیسک شیر محاسبه شده است. برای این هدف از روش کوپلینگ حل سیالاتی (CFD) و حل جامداتی (FEM) استفاده شده است. به منظور صحت‌گذاری حل عددی، تغییر مکان نقاط بحرانی دیسک شیر واقعی اندازه‌گیری شده و با نتایج عددی مقایسه شده است. همچنین، گشتاور

## تشکر و قدردانی

دادن امکانات آزمایشگاهی در انجام این پژوهش، تشکر و

قدردانی می‌کنند.

مولفین از مدیریت محترم، کارشناسان و پرسنل شرکت

مکانیک آب تبریز به دلیل کمک‌های فنی و در اختیار قرار

## مراجع

- [1] Eom K. ( 1988), "Performance of Butterfly Valves as a Flow Controller", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 110, pp 16-19.
- [2] Morris M. J. و Dutton J. C. (1989), "Aerodynamic Torque Characteristics of Butterfly Valves in Compressible Flow", ASME J. Fluids Eng., 111, pp.392-399.
- [3] Kimura T., Tanaka T., Fujimoto K., Ogawa K. (1995), "Hydraulic Characteristics of Butterfly Valve- Prediction of Pressure Loss Characteristics", Elsevier Science B.V., ISA Transactions, 34 (4) pp 319-326.
- [4] Kimura T., Ogawa K. (1995), "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valve- Prediction of Torque", Elsevier Science B.V., 34 (4) pp 327-333.
- [5] Huang C., Kim R. H. (1996), "Three-dimensional Analysis of Partly Open Butterfly Valve Flows", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Vol. 118, pp 562-568.
- [6] Song X. G., Wang L., Park Y. C. (2009), "Fluid and structural Analysis of a Large Diameter Butterfly Valve", Journal of Advanced Manufacturing Systems, 8 (1) pp 81-88.
- [7] Song X. G., Wang L., Baek S. H., Park Y. C. (2009), "Multidisciplinary optimization of a butterfly valve", ISA Transactions 48, 370-377.
- [8] Leutwyler Z., Dalton C. (2006), "Computational Study of Torque and Forces Due to Compressible Flow on a Butterfly Valve Disk in Mid-stroke Position", Journal of Fluids Engineering, pp 128-133 (2006) 1074-1083.
- [9] Park J. Y., Chung M. K. (2006), "Study on Hydrodynamic Torque of a Butterfly Valve", Journal of Fluids Engineering, 128 (1) pp 190-196.
- [10] Yang Bo- S., Hwang W. W., Ko M. H., Lee S. J. (2005), "Cavitation Detection of Butterfly Valve Using Support Vector", Journal of Sound and Vibration, 287 (1) pp 25-43.
- [11] Kalsi M.S., Eldiwany B., Sharma V., Richie A. (2004), "Effect of Butterfly Valve Shape Variations on Torque Requirements for Power Plant, Eighth NRC/ASME Symposium on Valve and Pump Testing, Washington, D.C"
- [12] Naseradin-Mousavi P., Nataraj C. (2011), "Nonlinear mathematical modeling of butterfly valves driven by solenoid actuators" J. Appl. Math. Model; 35(5), pp 2324-35.
- [13] Naseradin-Mousavi P., Nataraj C. (2012), "Transient chaos and crisis phenomena in butterfly valves driven by solenoid actuators" Commun Nonlinear Sci Numer Simulat, doi: 10.1016/j.cnsns.
- [14] Guan X., Chul Park Y.(2007), "Numerical Analysis of Butterfly valve- Prediction of Flow Coefficient and Hydrodynamic Torque Coefficient", Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science, 24-26 October, San Francisco, USA.
- [15] Henderson A.D., Sargison J.E., Walker G.J., Haynes J. (2007), "A numerical study of the Flow through a safety butterfly valve in a Hydro-electric power scheme", 16th Australasian Fluid Mechanics Conference Crown Plaza, Gold Coast, Australia.
- [16] Mohammadi B., Pironneau O. (1994), "Analysis of the K-Epsilon Turbulence Model", (Research in Applied Mathematics), John Wiley & sons Ltd (Import), Masson, Paris.
- [17] American Water Works Association (AWWA). (2000), "Standard for Rubber-Seated Butterfly Valves", ANSI/AWWA C504-00, Revision of ANSI/AWWA C504-94.
- [18] American Water Works Association (AWWA), (2001). "Butterfly valves: Torque, Head Loss and Cavitation Analysis", Technical Report M49, American Water Works Association.
- [19] Ball J.W., Tullis J.P. (1973), "Application Of Butterfly Valves for Free Discharge, Minimum Pressure Drop, and for Choking Cavitation.Div", ASCE, Vol. 99, No. HY9, Proc. Paper 9993, pp 1303-1318.
- [20] Vakili-Tahami F., Zehsaz M., Mohammadpour M., Vakili-Tahami A. (2012), "Analysis of the Hydrodynamic Torque Effects on Large Size Butterfly Valves and Comparing Results with AWWA C504 Standard Recommendations", Journal of Mechanical Science and Technology, 26 (9) pp 1-8.