

ISME2015-10103331066

تحلیل جریان و سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای – مطالعه موردی نیروگاه دز

ایمان جعفری^۱، حسن بصیرت تبریزی^۲

^۱ شرکت نصب، تعمیر و نگهداری نیروگاه‌های برق آبی خوزستان، iman.jafari@yahoo.com

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر hbasirat@aut.ac.ir

هیدرولیک شیرهای پروانه ای نیروگاه دوم دز (واحدهای ۸-۵) در جدول (۱) ارائه شده است.



شکل (۱): سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای

چکیده

هدف از این پروژه بررسی جریان سیال عبوری و تحلیل قابلیت سیستم هیدرولیک شیرهای پروانه ای نیروگاه برق آبی دز در شرایط جدید کاری پس از اجرای طرح بهینه سازی نیروگاه می باشد. یکی از موارد مهم در طرح بهینه سازی نیروگاه دز تغییر پارامترهایی نظیر افزایش هد خالص و دبی جریان می باشد. بنابراین در این مطالعه به منظور بررسی توانایی سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای برای بستن شیر در بدترین شرایط عملکردی (حالت اضطراری)، شبیه سازی جریان عبوری از دیسک شیر پروانه ای طرحریزی گردیده است. تحلیل جریان با استفاده از نرم افزار آنسیس-فلوئنت در زوایای گشودگی مختلف در حالت دائم برای سنجش گشتاور اعمالی ناشی از جریان سیال روی دیسک انجام گرفته است. نتایج بدست آمده از این تحلیل، اصلی ترین پارامتر در تحلیل توانایی سیستم هیدرولیک در شرایط بستن اضطراری دیسک شیر پروانه ای می باشد. در نهایت مجموع گشتاورهای اعمالی به سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای محاسبه و توانایی سیستم هیدرولیک ارزیابی گردیده است.

واژه های کلیدی

شیر پروانه ای، شبیه سازی جریان سیال، گشتاور نیروهای هیدرودینامیکی، سیستم هیدرولیک

جدول (۱): اطلاعات دیسک و سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای

قطر دیسک	۳۲۰ mm	ضریب اصطکاک بیرینگ	۰/۲
قطر پیستون	۵۰ mm	بیشینه فشار کارکرد	۷۰ kg/cm ²
کورس پیستون	۹۶۴ mm	حداقل فشار کارکرد	۶۵ kg/cm ²
طول بازو	۷۵۰ mm	فشار هشدار	۵۱/۸ kg/cm ²
قطر شافت	۲۲۴ mm	زمان باز شدن	۱۲۰ s
طول شافت	۳۷۰ mm	زمان بسته شدن	۱۶۰-۱۲۰ s

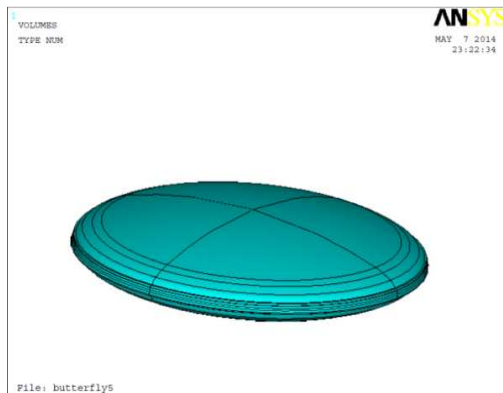
طرح مسئله و موضوع پژوهشی

در نیروگاه آبی کنترل دبی جریان بر عهده سیستم گاورنر می باشد. گاورنر با توجه به بار خروجی مورد نظر و سنجش سرعت دورانی واحد، از طریق دریچه های کنترلی، دبی مورد نیاز را تنظیم می نماید. یکی از شرایط بحرانی در نیروگاههای آبی رسیدن سرعت واحد به سرعت فرار می باشد. در چنین شرایطی ژنراتور و سایر تجهیزات واحد به شدت در معرض آسیب قرار خواهند گرفت. بنابراین به سرعت در چنین شرایطی دریچه های کنترل در اثر فرمان گاورنر بسته خواهند

شرح سیستم صنعتی

شیرهای پروانه ای اصلی نیروگاه برق آبی، به منظور قطع و وصل جریان سیال در انتهای مجرای پنستاک و در ابتدای محفظه حلزونی جایگذاری می گردند. انسداد مجرای پنستاک برای انجام فعالیت هایی از جمله تعمیرات واحدها و یا بسته شدن در شرایط اضطراری به منظور محافظت از ژنراتور واحد برق آبی در حالت سرعت فرار (Run-Away Speed) از وظایف شیرهای پروانه ای می باشد. سیستم محرکه این شیرها، از نوع هیدرولیک است. در نیروگاه برق آبی دز دو نوع سیستم هیدرولیک از دو شرکت مختلف مورد استفاده قرار گرفته است. در این مطالعه سیستم هیدرولیک شرکت هیتاچی ژاپن (واحدهای ۸-۵ نیروگاه دز) مورد بررسی قرار گرفته اند شکل (۱). در این سیستم دو سروموتور به صورت همزمان و در یک جهت با استفاده از یک شافت مشترک نیروی اعمالی برای بستن دیسک شیر پروانه ای را تامین می کنند. اطلاعات مربوط به دیسک و سیستم

گشتاورهای فوق الذکر نیروی لازم برای غلبه بر وزن اجزای سیستم هیدرولیک و دیسک شیر پروانه ای نیز می بایست در تعیین حداکثر بار اعمالی بر سیستم هیدرولیک در نظر گرفته شود. شکل (۲) هندسه دیسک و جدول (۲) وزن قطعات مختلف سیستم هیدرولیک را ارائه می دهند.



شکل (۲): هندسه دیسک شیر پروانه ای نیروگاه دز

جدول (۲): وزن قطعات مختلف دیسک و سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای

دیسک و شافتها	۵۰۰۰ (Kg)	بازو	۱۵۰۰ (Kg)
پیستون (یک عدد)	۴۰۰۰ (Kg)	شافت	۱۱۰۰ (Kg)

مراحل کار و انتظارات از پژوهش پیشنهادی

گام نخست در بررسی توانایی سیستم هیدرولیک در شرایط جدید پس از بهینه سازی، بررسی رفتار سیال حول شیر پروانه ای و محاسبه نیروهای هیدرودینامیکی ناشی از آن می باشد. این تحلیل با استفاده از روش های دینامیک سیالات محاسباتی و شبیه سازی جریان آشفته حول دیسک شیر پروانه ای انجام میگیرد. هندسه حل با استفاده از نرم افزار طراحی مهندسی گمبیت (Gambit) و بر اساس نقشه های موجود در نیروگاه دز ترسیم گردیده است. دامنه حل بر اساس استاندارد AWWA M49 در زمینه شبیه سازی جریان عبوری از شیر پروانه ای به صورت مجرای استوانه ای با کیفیت بالا دست دیسک دو برابر قطر آن و پایین دست آن هشت برابر قطر در نظر گرفته شده است [۳]. این فواصل به منظور جلوگیری از ایجاد جریان برگشتی در تحلیل جریان آشفته می باشد. به منظور کاهش حجم محاسبات و صرفه جویی در زمان حل، هندسه به صورت متقارن محوری ترسیم می گردد. در اینجا صفحه تقارن، صفحه عمودی گذرنده از مرکز دامنه حل می باشد و همچنین برای افزایش دقت محاسبات و در عین حال بهینه سازی حجم محاسبات جریان آشفته، صفحات گوناگون هندسه به صورت مجزا و متناسب با اندازه هر کدام مش بندی شده اند. مش های بکار گرفته شده از نوع مش های حجمی تتراهدرال برای رسیدن به نتایج دقیق تر می باشند.

شرایط مرزی در ورود و خروج دامنه حل (مجرای جریان سیال) به ترتیب فشار ورودی و خروجی در نظر گرفته شده اند. شرط مرزی در ورودی دامنه حل با توجه به داده های موجود در طرح بهینه سازی و شرط مرزی در خروجی دامنه حل با استفاده از نرخ دبی تعیین شده

شد و واحد با استفاده از ترمزهای تعبیه شده، متوقف می شود. چنانچه عملکرد دریچه های کنترل و یا سیستم فرماندهنده آن در چنین شرایط دشواری بدرستی انجام نگیرد و یا حتی این سیستم تحت شرایط خاص قادر به انجام وظیفه خود نباشد، شیر پروانه ای به عنوان آخرین راهکار، جریان عبوری را مسدود می نماید. در چنین شرایطی دیسک شیر پروانه ای تحت نیروهای گشتاور بسیار قوی ناشی از نیروهای هیدرودینامیکی جریان سیال قرار خواهد گرفت. بنابراین ارزیابی توانایی سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای در شرایط اضطراری یکی از موارد بسیار حائز اهمیت در مباحث مربوط به بهینه سازی شیرهای پروانه ای می باشد. در طرح بهینه سازی نیروگاه برق آبی دز، با توجه به افزایش ارتفاع سد و همچنین افزایش نرخ دبی عبوری از واحد- تغییر بیشینه هد خالص از ۱۸۰ به ۱۸۸ متر و تغییر نرخ دبی بیشینه از ۵۲ به ۶۳ (m³/s)- تحلیل جریان سیال و بررسی توانایی سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای در شرایط اضطراری در دستور کار قرار گرفته است [۱].

گشتاورهای اعمالی به سیستم هیدرولیک مطابق رابطه (۱) عبارتند از: گشتاور ناشی از نیروهای هیدرودینامیکی، نیروی اصطکاک یاتاقان های شافت، نیروی بازدارنده ناشی از آب بندهای شافت و گشتاور ناشی از خارج مرکزیت دیسک. جهت هر کدام از این گشتاورها با توجه به وضعیت باز یا بسته شدن شیر تعیین علامت می گردد.

$$T_{\theta} = T_{d\theta} \pm T_{b\theta} \pm T_{cg\theta} \pm T_p \quad (1)$$

که در این رابطه، T_{θ} کل گشتاور اعمالی به سیستم هیدرولیک، $T_{d\theta}$ گشتاور ناشی از نیروهای هیدرودینامیکی، $T_{b\theta}$ گشتاور نیروی اصطکاکی یاتاقان های شافت دیسک، $T_{cg\theta}$ گشتاور ناشی از خارج مرکزیت دیسک و T_p گشتاور ناشی از آب بندهای شافت می باشند.

گشتاور ناشی از نیروهای هیدرودینامیکی با استفاده از تحلیل های دینامیکی سیالات محاسباتی بدست می آیند. سایر گشتاورهای ذکر شده در رابطه (۱) با استفاده از روابط (۲-۴) محاسبه می گردند [۲].

$$T_{b\theta} = \frac{\pi D_d^2 \Delta P_{\theta} d_s C_f}{8} \quad (2)$$

که در این رابطه، D_d (m) قطر دیسک، ΔP_{θ} (pa) افت فشار قبل و بعد از شیر در وضعیت زاویه θ ، d_s (m) قطر شافت و C_f ضریب اصطکاک بین شافت و بوش می باشند.

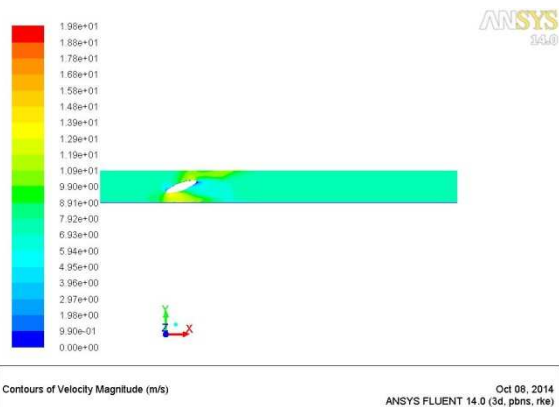
$$T_{cg\theta} = W_d C_g \sin(\theta) \quad (3)$$

که در این رابطه، W_d (Kg) وزن دیسک، C_g (m) فاصله مرکز جرم دیسک تا مرکز شافت دیسک و θ زاویه گشودگی دیسک می باشند.

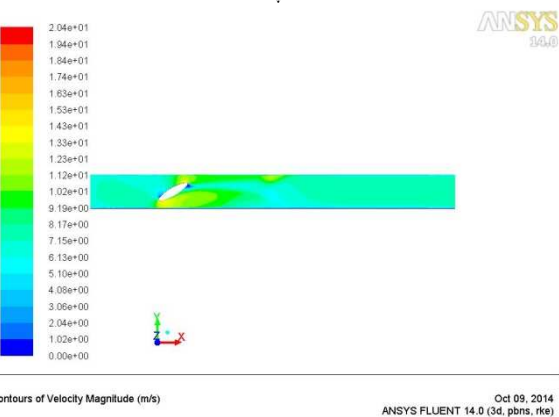
$$T_p = C_{pck} d_s \quad (4)$$

در این رابطه، C_{pck} ضریب پکینگ و d_s (m) قطر شافت می باشند. مقدار این گشتاور کم و معمولاً قابل صرف نظر کردن می باشد.

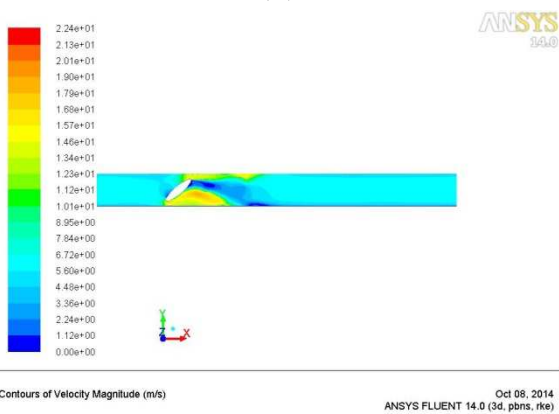
در طرح شیرهای پروانه ای نیروگاه دز شافت در راستای خط مرکزی دیسک قرار دارد بنابراین گشتاور ناشی از خارج از مرکزیت دیسک از معادله (۱) حذف می گردد. همچنین در نهایت پس از محاسبه



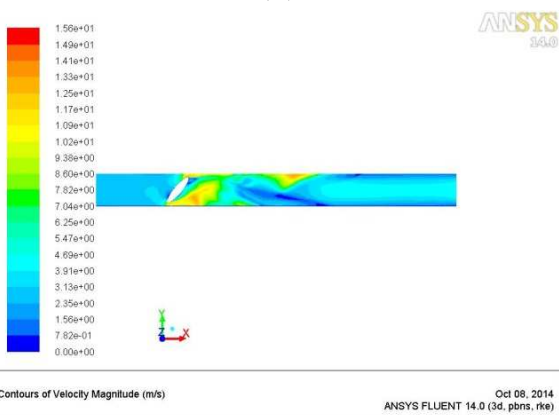
(پ): ۲۰°



(ت): ۳۰°



(ث): ۴۰°



(ج): ۵۰°

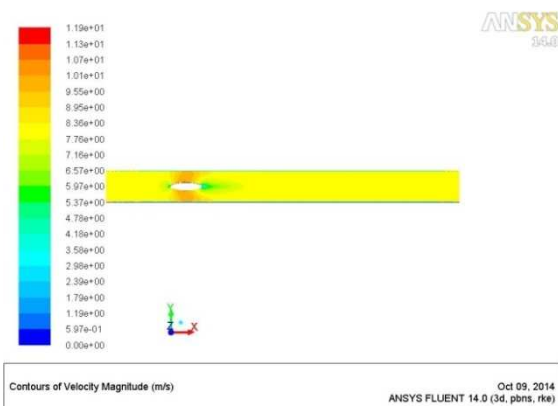
در شرایط جدید پس از بهینه سازی و با استفاده از رابطه (۵) محاسبه می گردد [۴]. با استفاده از رابطه (۵)، افت فشار در مجرای دامنه حل در وضعیت دیسک کاملا باز بر اساس دبی $63 \text{ m}^3/\text{s}$ محاسبه می گردد و پس از آن با کسر این مقدار از شرط فشار ورودی، فشار در مرز خروجی دامنه حل محاسبه می گردد.

$$\Delta P = 4f \frac{\rho V^2 L}{2 D_i} \quad (5)$$

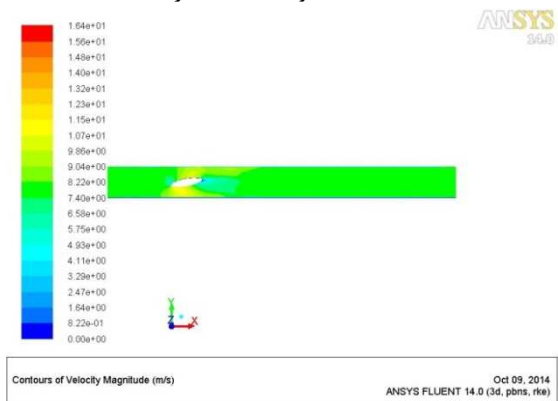
جائیکه $V(m/s)$ سرعت میانگین جریان سیال، $L(m)$ طول دامنه حل، $d_i(m)$ قطر دیسک یا مجرای عبور سیال، $\rho(Kg/m^3)$ دانسیته سیال عبوری و f ضریب اصطکاک است که از طریق رابطه (۶) محاسبه می گردد [۴].

$$f = [1.82 \text{Log } Re - 1.64]^{-2} \quad (6)$$

محاسبات جریان آشفته در زوایای ۰، ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه (زاویه ۰ درجه وضعیت کاملا باز و زاویه ۸۰ درجه وضعیت کاملا بسته) با استفاده از نرم افزار انسیس-فلوئنت انجام گرفته است. شبیه سازی جریان آشفته از طریق مدل $k - \epsilon$ و با در نظر گرفتن شتاب جاذبه زمین برای محاسبه اثرات نیروی وزن سیال انجام شده است. شرایط مرزی در ورودی دامنه حل فشار ورودی برابر ۱۹۰ متر آب (هد خالص در شرایط جدید) و در خروجی دامنه حل مطابق رابطه (۵) $189/4$ متر آب محاسبه می گردد. شکل (۳) کانتورهای سرعت جریان را در وضعیت های مختلف گشودگی دیسک نشان می دهد.



(الف): ۰° (وضعیت کاملا باز)



(ب): ۱۰°

در اختیار داشتن فشار روغن 70 Kg/cm^2 و قطر 50 cm سیلندر و با در نظر گرفتن نیروی دو سروموتور مطابق رابطه (۷)، $1670/64 \text{ KN}$ ، است. در این رابطه ضریب $0/95$ برای کیفیت اعمال فشار در نظر گرفته شده است.

$$F = P \cdot \left(\frac{\pi D_p^2}{4} + \frac{\pi (D_p - D_s)^2}{4} \right) \times 0.95 \quad (7)$$

جائیکه، $P \text{ (Pa)}$ فشار کارکرد سیستم هیدرولیک، $D_p \text{ (m)}$ قطر پیستون و $D_s \text{ (m)}$ قطر شافت است. این در حالی است که مطابق جدول (۴) با در نظر گرفتن جهت گشتاور، نیروی اصطکاک و وزن قطعات خلاف نیروی سروموتور و نیروی هیدرودینامیکی جریان در جهت نیروی سروموتور هستند.

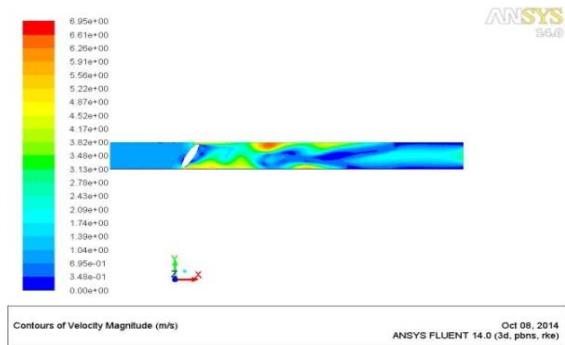
جدول (۴): نیروهای اعمالی به سیستم هیدرولیک در موقعیت زاویه 30° درجه بدون در نظر گرفتن فشار سیستم هیدرولیک

نیروی وزن قطعات سیستم هیدرولیک	نیروی هیدرودینامیک	نیروی اصطکاک یاتاقان	کل نیروی اعمالی
-106 KN	$439/73 \text{ KN}$	$-33/73 \text{ KN}$	300 KN

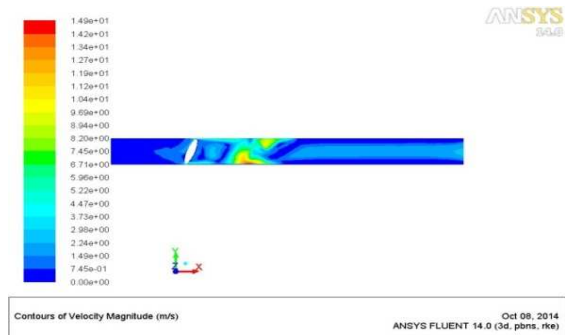
آشکار است که سیستم هیدرولیک در بدترین شرایط کارکردی که شرایط اضطراری است حداکثر تحت فشاری معادل 20% بیش از فشار کاری پس از اجرای طرح بهینه سازی قرار خواهد گرفت. بنابراین سیستم موجود می بایست برای تحقیق عملکرد در شرایط اضطراری در فشار 20% بیش از فشار کاری مورد آزمایش فشار هیدرواستاتیکی قرار گیرد. در نتیجه با استفاده از روشهای دینامیک سیالات محاسباتی با حداقل هزینه و صرف زمان می توان داده های مورد نیاز برای تحلیل سیستم هیدرولیک در شرایط جدید را بدست آورد. البته باید در نظر داشت انتخاب صحیح شرایط مرزی و تعیین طول مناسب برای دامنه حل در بالادست و پایین دست شیر پروانه ای نقش کلیدی در همگرایی حل و دقت نتایج پایانی بازی خواهد نمود.

مراجع

- [1] Lahmeyer consultant company, 2002, "Particular Technical Specifications (PTS) of DEZ HEPP rehabilitation project", Khuzestan Water and Power Authority, Chapter 1, part 3, pp 3.
- [2] Toro A.D., 2003. "Computational fluid dynamics analysis of butterfly valve performance factors". MS Thesis, Utah State University, See also URL <http://digitalcommons.usu.edu/etd/1456/>
- [3] AWWA, 2012. AWWA M49, The American Water Works Association, Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis, Second edition,
- [4] Petukhov B.S., 1970. "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", in advances in Heat Transfer, by Hartnett J.P. and Irvin T.F. (Eds), pp 504-564, Academic Press.



شکل (ج): 60°



شکل (ح): 70°

شکل (۳): کانتورهای سرعت در وضعیت های مختلف گشودگی دیسک

جدول (۳) نتایج بدست آمده از شبیه سازی جریان آشسته حول دیسک را در وضعیت های مختلف گشودگی دریچه ارائه می دهد. آشکار است که بیشینه گشتاور اعمالی ناشی از نیروهای هیدرودینامیکی در وضعیت زاویه 30° درجه و برابر $329/822 \text{ KN.m}$ محاسبه گردیده است.

جدول (۳): نتایج بدست آمده از تحلیل جریان حول دیسک شیر پروانه ای

زاویه (درجه)	گشتاور نیروهای هیدرودینامیکی (N.m)	دبی سیال (kg/s)
0	$-1070/75$	62876
10	$150197/232$	62444
20	$274853/52$	61136
30	$329822/1$	60336
40	$312406/5$	44866
50	$107086/348$	22458
60	$15084/376$	6546
70	$16094/178$	4440

جدول (۴) مقادیر انواع نیروهای اعمالی به سیستم هیدرولیک را با استفاده از نتایج بدست آمده از تحلیل جریان سیال حول دیسک و بکار بردن معادلات (۱ تا ۴) در وضعیت زاویه 30° درجه نشان می دهد. نیروهای هیدرودینامیکی با در اختیار داشتن طول بازوی سیستم هیدرولیک و گشتاور نیروهای هیدرودینامیکی بدست می آیند. در ضمن کل نیروی اعمالی توسط سیستم هیدرولیک شیر پروانه ای با