

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده: مهندسی مکانیک  
گروه: حرارت و سیالات

بررسی تلفات انرژی در جریان داخلی کوپلینگ‌های هیدرولیکی و راهکارهای کاهش آن

دانشجو: حجت رازنهان

استاد راهنما:

دکتر سید مجید هاشمیان

استاد مشاور:

دکتر پوریا اکبرزاده

پایان‌نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

ماه و سال انتشار: شهریور ۱۳۹۳



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

### باسمه تعالی

شماره: ۴۰۳۳/۱۹۵  
تاریخ: ۹۳/۳/۱۹  
ویرایش:

### فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای حجت رازنهان رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی تلفات انرژی در جریان داخلی کوپلینگ‌های هیدرولیکی و راهکارهای کاهش آن که در تاریخ ۱۳۹۳/۰۶/۳۰ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> مردود	<input type="checkbox"/> دفاع مجدد	<input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه: بسیار خوب امتیاز ۷۵ تا ۸۸)
--------------------------------	------------------------------------	---

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر سید مجید هاشمیان	استادیار	
۲- استاد مشاور	دکتر پوریا اکبرزاده	استادیار	
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر رضا طاهریان		
۴- استاد ممتحن	دکتر علی جباری مقدم	استادیار	
۵- استاد ممتحن	دکتر علی سررشته‌داری	استادیار	

رئیس دانشکده: امضاء

تقدیم بہ

پدر و مادر مہربانم

کہ ہموارہ مشوق و پشتیبان من در تمام عرصہ ما بوده اند۔

بانشکر و سپاس از استاد محترم

جناب آقای دکتر سید مجید هاشمیان

و

جناب آقای دکتر پوریا اکبرزاده

و

تمام اساتید و دانشجویانی

که با کمک و راهنمایی های بی دریغشان در این مسیر من را یاری کردند.

# تعهد نامه

اینجانب حجت رازنهان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی دانشکده

مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه

بررسی تلفات انرژی در جریان داخلی کوپلینگ‌های هیدرولیکی و راهکارهای کاهش آن

تحت راهنمایی آقایان دکتر سید مجید هاشمیان و دکتر پوریا اکبرزاده متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

## تاریخ

### امضای دانشجو

#### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

## چکیده:

در صنایع نیروگاهی جهت انتقال قدرت الکتروموتور به پمپ‌ها و فن‌های با توان زیاد غالباً از کوپلینگ‌های هیدرولیکی به دلیل عدم درگیری فیزیکی در مقایسه با کوپلینگ‌های مکانیکی استفاده می‌شود. با این وجود به دلیل محبوس بودن روغن در فضای کوپلینگ در اثر کارکرد مداوم و تولید حرارت، این روغن خواص فیزیکی و شیمیایی خود را از دست می‌دهد (ازکارافتادگی زودهنگام کوپلینگ) که با تحلیل صحیح رفتار حرارتی و خنک‌کاری مناسب آن تا حد زیادی می‌توان این مشکل را به تاخیر انداخت. لذا در این مقاله رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی مخلوط روغن و هوا در یک کوپلینگ هیدرولیکی نیروگاهی توسط نرم‌افزار فلونت شبیه‌سازی و بررسی می‌شود. هدف از این مطالعه شناسایی محل وقوع جریان‌های ثانویه و چرخشی که بیشترین نقش در تولید حرارت را دارند و تعیین نواحی (سیال و بدنه کوپلینگ) با دمای زیاد می‌باشد. در این شبیه‌سازی، جریان سیال عامل درون کوپلینگ در حالت سه‌بعدی، دوفازی و مغشوش مورد بررسی قرار می‌گیرد. میدان توزیع سرعت و دمای درون سیال و توزیع دما روی بدنه کوپلینگ محاسبه و مورد تحلیل قرار می‌گیرد. نتایج این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که بیشترین درجه حرارت و تلفات در محل قطر بیرونی چرخ پمپ و توربین کوپلینگ (جایی که جریان گردابه‌ای و ثانویه اتفاق می‌افتد) حادث می‌شود. در پایان تاثیر افزایش فاصله چرخ پمپ و توربین و همچنین تاثیر جابه‌جایی فین‌های حرارتی بدنه روی عملکرد کوپلینگ و کاهش تلفات هیدرولیکی و حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

## واژه‌های کلیدی

کوپلینگ هیدرولیکی، فلونت، توزیع دما، جریان دوفازی، توربین و پمپ کوپلینگ

## فهرست مطالب

عنوان.....	صفحه.....
۱- فصل اول: مقدمه.....	۱
۲- فصل دوم: کوپلینگ هیدرولیکی.....	۷
۱-۲- معرفی کوپلینگ هیدرولیکی.....	۸
۲-۲- مزایای کوپلینگ هیدرولیکی.....	۱۰
۳-۲- اصول کارکرد کوپلینگ هیدرولیکی.....	۱۱
۴-۲- جنس کوپلینگ هیدرولیکی.....	۱۳
۵-۲- کوپلینگ هیدرولیکی در صنعت.....	۱۴
۶-۲- انواع کوپلینگ هیدرولیکی.....	۲۰
۷-۲- سایر سیستم‌های انتقال قدرت.....	۲۲
۱-۷-۲- میدل گشتاور.....	۲۳
۲-۷-۲- کلاچ چند صفحه‌ای.....	۲۴
۳-۷-۲- سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته تسمه فشاری.....	۲۴
۴-۷-۲- انتقال قدرت پیوسته متغیر محرک کششی.....	۲۶
۵-۷-۲- انتقال قدرت پیوسته متغیر تسمه‌ای الاستومر با قطر متغیر.....	۲۷
۸-۲- تاریخچه تحقیقات.....	۲۷
۳- فصل سوم: تحلیل جریان درون کوپلینگ.....	۳۳
۱-۳- فلوئنت.....	۳۴
۲-۳- جریان مغشوش.....	۳۵
۳-۳- مدل دو فازی.....	۴۳
۱-۳-۳- مدل اویلری.....	۴۴
۲-۳-۳- مدل مخلوط.....	۴۵
۴-۳- الگوریتم حل مسئله.....	۵۱
۱-۴-۳- الگوریتم Simple.....	۵۲
۲-۴-۳- الگوریتم Simplec.....	۵۴
۳-۴-۳- الگوریتم PISO.....	۵۴
۴- فصل چهارم: شبیه‌سازی عددی و تحلیل نتایج.....	۵۷
۱-۴- داده‌های مسئله.....	۵۸
۲-۴- مدل‌سازی هندسی و شبکه‌بندی.....	۶۱
۳-۴- شرایط مرزی.....	۶۲
۴-۴- صحت‌سنجی و مطالعه استقلال نتایج از شبکه.....	۶۳
۵-۴- روش محاسباتی.....	۶۶
۶-۴- آنالیز میدان جریان.....	۶۸
۷-۴- تاثیر افزایش فاصله چرخ پمپ و توربین.....	۷۷



۸۲	.....۴-۸- تأثیر جابه‌جایی فین حرارتی
۸۵	.....۵- فصل پنجم: نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۸۶	.....۵-۱- نتیجه‌گیری
۸۷	.....۵-۲- پیشنهادات
۸۹	..... مراجع

## فهرست شکل‌ها

شماره و عنوان شکل	صفحه
شکل (۱-۱): جریان روغن درون کوپلینگ	۴
شکل (۱-۲): کوپلینگ هیدرولیکی	۱۰
شکل (۲-۲) مقایسه توان مصرفی بین حالت کنترل ترائل و کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ اولی	۱۶
شکل (۳-۲) مقایسه توان مصرفی بین حالت کنترل ترائل و کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ دومی	۱۶
شکل (۴-۲) نمودار مقایسه توان مصرفی بین حالت کنترل ترائل و کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ آب گردشی	۱۸
شکل (۵-۲) کوپلینگ هیدرولیکی طرح قدیم	۲۰
شکل (۶-۲) کوپلینگ هیدرولیکی طرح جدید	۲۱
شکل (۷-۲) استفاده از دیسک بافل بر روی چرخ اولیه در کوپلینگ طرح قدیم	۲۲
شکل (۸-۲) اجزا تشکیل دهنده مبدل گشتاور	۲۳
شکل (۹-۲) سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته نوع تسمه فشاری	۲۴
شکل (۱۰-۲) مدلی از تسمه‌های فولادی مورد استفاده در سیستم انتقال قدرت پیوسته متغیر تسمه فشاری	۲۵
شکل (۱۱-۲) کلاچ چند صفحه‌ای	۲۶
شکل (۱۲-۲): انتقال قدرت پیوسته متغیر نوع تسمه‌ای الاستومر با قطر متغیر	۲۷
شکل (۱-۳) الگوریتم Simple	۵۳
شکل (۲-۳) الگوریتم PISO	۵۶
شکل (۱-۴) فضای سه‌بعدی به همراه ابعاد اصلی پمپ	۶۰
شکل (۲-۴) فضای سه‌بعدی به همراه ابعاد اصلی توربین	۶۰
شکل (۳-۴) کوپلینگ هیدرولیکی طراحی شده با نرم افزار فلوننت	۶۱
شکل (۴-۴) استفاده از یک پره توربین و پمپ به عنوان مدل مسئله	۶۲
شکل (۵-۴) شرایط مرزی مسئله	۶۳
شکل (۶-۴) گشتاور پمپ بر حسب تعداد شبکه	۶۴
شکل (۷-۴) گشتاور توربین بر حسب تعداد شبکه	۶۵
شکل (۸-۴) نمودار سرعت سیال عامل نزدیک دیواره چرخ پمپ بر حسب موقعیت آن از مرکز	۶۸
شکل (۹-۴): منحنی همتراز مقدار سرعت (m/s) سیال عامل نزدیک دیواره چرخ پمپ	۶۹
شکل (۱۰-۴): منحنی همتراز فشار استاتیکی بر حسب $(N/m^2)$	۷۰
شکل (۱۱-۴): منحنی همتراز فشار دینامیکی بر حسب $(N/m^2)$	۷۰
شکل (۱۲-۴): منحنی همتراز فشار کل بر حسب $(N/m^2)$	۷۱
شکل (۱۳-۴): منحنی همتراز مقدار سرعت بر حسب (m/s)	۷۲
شکل (۱۴-۴): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر حسب (K)	۷۳
شکل (۱۵-۴): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر روی دیواره بر حسب (K)	۷۳
شکل (۱۶-۴): منحنی همتراز اتلاف‌های انرژی جنبشی تلاطم $(m^2/s^3)$	۷۴
شکل (۱۷-۴): منحنی همتراز آنتروپی بر حسب (J/kg.K)	۷۵
شکل (۱۸-۴): خطوط جریان	۷۶
شکل (۱۹-۴) منحنی سرعت صفحه در جریان درون کوپلینگ بر حسب (m/s)	۷۷

- شکل (۴-۲۰): منحنی همتراز فشار استاتیکی بر حسب  $(N/m^2)$  ..... ۷۸
- شکل (۴-۲۱): منحنی همتراز فشار کل بر حسب  $(N/m^2)$  ..... ۷۹
- شکل (۴-۲۲): منحنی همتراز مقدار سرعت بر حسب  $(m/s)$  ..... ۸۰
- شکل (۴-۲۳): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر حسب  $(K)$  ..... ۸۱
- شکل (۴-۲۴): منحنی همتراز آنتروپی بر حسب  $(J/kg.K)$  ..... ۸۱
- شکل (۴-۲۵): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر حسب  $(K)$  ..... ۸۳

## فهرست جدول‌ها

شماره و عنوان جدول	صفحه
جدول (۱-۲) توان قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر	۱۷
جدول (۲-۲) پتانسیل انرژی قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر	۱۷
جدول (۳-۲) هزینه قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر	۱۸
جدول (۴-۲) هزینه قابل صرفه‌جویی برای پمپ آب گردش برج خنک‌کن	۱۹
جدول (۱-۳) ثوابت به ازای رینولدزهای متفاوت	۴۹
جدول (۱-۴) ویژگی‌های روغن استفاده شده در کوپلینگ هیدرولیکی	۵۹
جدول (۲-۴) میزان تغییرات لزجت با دما در انواع روغن مورد استفاده در کوپلینگ هیدرولیکی	۵۹
جدول (۳-۴) ابعاد چرخ پمپ و توربین کوپلینگ	۶۰
جدول (۴-۴) مقادیر سرعت محاسباتی دیواره چرخ پمپ	۶۹

# فصل اول:

## مقدمه

انرژی در حیات اقتصاد صنعتی جوامع، نقش زیربنائی ایفا می‌کند، به این معنا که هرگاه انرژی به مقدار کافی و به موقع در دسترس باشد توسعه اقتصادی نیز میسر خواهد بود. نگاهی به معضلات گذشته نشان می‌دهد که همواره رقابت‌های بزرگی در سطح جهانی بر سر تصاحب انرژی وجود داشته است، چرا که امنیت ملی و پایداری نظام‌های حکومتی تا حد زیادی در گرو دسترسی به این منابع است. خوشبختانه ایران از نظر دارا بودن منابع و ذخایر متنوع انرژی از ثروتمندترین کشورهای جهان به حساب می‌آید. این منابع در کشور ما با قیمت‌هایی به مراتب نازل‌تر از سایر کشورها و با سهولت بیشتری به مصرف کننده عرضه می‌شود. اما جای بسی تأسف است که میزان مصرف و اتلاف انرژی به مراتب بالاتر از کشورهای صنعتی است؛ و وضعیت مصرف انرژی در کشور ما با اصول مربوط به ارتقاء بهره‌وری و بازدهی انرژی در جهان، مغایرت دارد. مسلماً این منابع انرژی را نیز، مانند تمامی پدیده‌های طبیعی دیگر، روزی پایان خواهد پذیرفت و از آنجائی که دیگر حتی تصور زندگی عادی انسان امروزی بدون استفاده از منابع انرژی ممکن نیست، این بحران را قبل از وقوع باید علاج کرد؛ و هم‌زمان با توسعه تکنولوژی‌های نوین به دنبال سرمایه‌گذاری در روش‌های استفاده بهینه از انرژی و گسترش آن بود.

با توجه به توسعه وسایل الکتریکی چه در خانه‌ها و چه در کارخانه‌ها لزوم بهینه سازی این شکل از انرژی در فرآیند تولید، انتقال و توزیع احساس می‌شود. مصرف انرژی الکتریکی در کشور با روند صعودی طی سال‌های گذشته روبرو بوده که رشد آن نه تنها به دلیل نرخ رشد تقاضا، بلکه به دلیل رشد تلفات تولید، انتقال و توزیع به همراه افزایش حجم تولید بوده است. هر کشوری برای تأمین برق مصرفی، نیازمند تجهیزات و امکاناتی است تا با صرف کم‌ترین هزینه، کار تولید و انتقال برق را انجام دهد. فرآیند تولید انرژی الکتریکی مراحل مختلفی را طی می‌کند که در این بین از وسایلی با میزان انرژی مصرفی متفاوتی استفاده می‌شود. از جمله این وسایل می‌توان به پمپ‌های آب تغذیه بویلر<sup>۱</sup> با توان نامی ۱۲۵۰ کیلووات و پمپ‌های آب گردشی کندانسور<sup>۱</sup> با توان نامی ۷۴۵

---

<sup>۱</sup> Feed Water Pump(FWP)

کیلووات اشاره نمود؛ که در واقع بزرگ‌ترین مصرف‌کننده‌های موجود در نیروگاه می‌باشند که در مجموع حدود ۷۰ درصد از مصرف انرژی داخلی نیروگاه را به خود اختصاص می‌دهند. جهت کنترل دبی سیالات در پمپ‌ها از تکنیک‌های مختلفی مانند قرار دادن شیر در ورودی پمپ، سیستم کویلینگ هیدرولیکی، موتورهای دو سرعت و سیستم کنترل چرخش استفاده می‌گردد. بسته به شرایط بهره‌برداری و میزان دبی مورد نیاز، استفاده از هر کدام از سیستم‌های فوق صرفه‌جویی انرژی متفاوتی را در بر خواهد داشت. البته در انتخاب نوع سیستم علاوه بر میزان انرژی صرفه‌جویی شده، میزان سرمایه‌گذاری جهت خرید، نصب و نیز قابلیت اطمینان سیستم بایستی مدنظر قرار گیرد. آنچه مسلم است در توان‌های بالا استفاده از کویلینگ‌های هیدرولیکی در مقایسه با سایر کنترل‌کننده‌های سرعت متداول تر بوده و منطقی‌تر به نظر می‌رسد.

علاوه بر این استفاده از این سیستم در نیروگاه مزایای دیگری را به همراه داشته که می‌توان به مواردی از جمله صدمه ندیدن الکتروموتورها، ضربه نخوردن ناگهانی جعبه‌دنده، خراب نشدن زود هنگام یاتاقان‌ها، جلوگیری از سوختن سیم‌پیچ‌های استاتور، طولانی شدن عمر یاتاقان‌ها و جلوگیری از تعویض زود هنگام آن‌ها، جلوگیری از صدمه دیدن چرخ دنده‌های جعبه‌دنده، احتمال کم خراب شدن کویلینگ هیدرولیکی و... اشاره نمود. علاوه بر این کویلینگ‌ها در سایر قسمت‌ها و تجهیزات همانند سیستم‌های تسمه نقاله انتقال مواد، سنگ شکن، آسیاب، هواکش‌های صنعتی، کمپرسور، پمپ، آسانسور، بالابر، صنایع نورد، کشش مفتول، صنایع نساجی، صنایع سیمان، واگن‌های انتقال کاشی به درون خشک کن، همچنین در صنایع اتومبیل سازی به عنوان کلاچ هیدرولیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

به علت شکل پره‌ها و عدم وجود ورودی و خروجی در این سیستم، جریان روغن درون کویلینگ دارای شکل خاصی نمی‌باشد. شکل (۱-۱) دو چرخ کویلینگ هیدرولیکی به همراه جریان روغن درون کویلینگ را نشان می‌دهد. پیچیدگی ناحیه جریان وابسته به حجم جریان، هندسه و

---

<sup>1</sup> Condensate Extraction Pump(CEP)

پارامترهای دینامیکی (شامل نسبت پر بودن، سرعت زاویه‌ای چرخش و اختلاف سرعت) می‌باشد. به علت پیچیدگی جریان درون کوپلینگ، روابط تحلیلی خاصی بر آن حاکم نیست و روش بررسی جریان روغن درون کوپلینگ استفاده از حل عددی و نتایج تجربی (آزمایشگاهی) می‌باشد. این گزارش به بررسی جریان درون کوپلینگ براساس حل عددی می‌پردازد و با توجه به پیچیدگی جریان، نرم‌افزار فلوئنت ابزار مناسب برای انجام حل عددی می‌باشد.



شکل (۱-۱): جریان روغن درون کوپلینگ

اما در مورد معایب کوپلینگ‌های هیدرولیکی می‌توان گفت؛ که چون سیال همانند جسم مکانیکی قابلیت انتقال کل توان و انرژی محرک (موتور) به متحرک (توربین) را نداشته، درصدی از انرژی محرک توسط سیال کوپلینگ هیدرولیکی در مسیر انتقال به متحرک تلف می‌گردد و میزان تلفات بستگی به راندمان کوپلینگ هیدرولیکی دارد. راندمان کوپلینگ هیدرولیکی متناسب با بارگیری از پمپ بین ۹۰-۸۵ درصد می‌باشد، یعنی به طور متوسط ۱۵-۱۰ درصد توان موتور در انتقال قدرت به پمپ تلف می‌گردد و برای موتور فید پمپ نیروگاه سیکل بخار با توان مصرفی ۱۱۰۰ کیلو وات، میزان تلفات بین ۱۰۰-۱۵۰ کیلووات می‌باشد که بسیار قابل توجه می‌باشد. این تلفات انرژی در



کوپلینگ هیدرولیکی صرف افزایش درجه حرارت سیال واسط می‌گردد و پس از مدتی سیال درون کوپلینگ تبدیل به لجن می‌شود که باید نسبت به تعویض آن اقدام نمایید. در طراحی‌های کوپلینگ هیدرولیکی با به‌کارگیری پره در بدنه آن، سعی در کاهش دمای سیال درون کوپلینگ هیدرولیکی داشته‌اند. اما در طراحی جدید کوپلینگ از سیال به عنوان انتقال دهنده انرژی در طی فرآیند راه‌اندازی و توقف استفاده می‌شود و در سرعت نامی، چرخ داخلی به پوسته قفل شده و چرخ توربین از مدار خارج می‌شود؛ تا انتقال توان به شکل مکانیکی صورت گیرد و سیال از مدار خارج شود. این کار علاوه بر اینکه میزان بازدهی مجموعه را بالا می‌برد باعث کاهش دمای کوپلینگ می‌شود.

همان‌طور که پیش از این نیز بیان شد، تلفات انرژی در کوپلینگ هیدرولیکی صرف افزایش درجه حرارت سیال واسط می‌گردد، که می‌توان با بررسی رژیم جریان درونی کوپلینگ و میزان تغییرات دمای درون کوپلینگ، محل‌هایی که دمای سیال بیش از حد افزایش می‌یابد را مورد بررسی قرار داد. در کارهای صورت گرفته پیش از این، اشاره‌ای به علت اغتشاش جریان روغن درون کوپلینگ شده و علت را در جریان ثانویه‌ای که در محل‌های خاص اتفاق می‌افتد دانسته‌اند.

این گزارش با استناد به نتایج کارهای قبلی صورت گرفته در این زمینه سعی در شبیه‌سازی جریان سیال درون کوپلینگ با استفاده از نرم‌افزار فلونتت دارد. کارهای صورت گرفته در مورد جریان کوپلینگ نشان دهنده انطباق بالای داده‌های به دست آمده از این روش عددی (نرم افزار فلونتت) با نتایج تجربی می‌باشد. با شبیه‌سازی جریان روغن درون کوپلینگ هیدرولیکی به دنبال بدست آوردن رژیم جریان درون آن بوده که کارهای صورت گرفته در این زمینه از وجود دو رژیم جریان حلقوی و خروج از مرکز که درون کوپلینگ اتفاق می‌افتد حکایت می‌کند. با استفاده از رژیم جریان، میدان توزیع سرعت و توزیع دما درون کوپلینگ هیدرولیکی را به دست آورده و با به‌کارگیری این میدان‌ها و استفاده از روابط، مکان، نوع و میزان تلفات درون جریان کوپلینگ را پیدا و با بررسی پارامترهای مؤثرتر در این تلفات برای کاهش میزان این تلفات اقدام نمود.



## فصل دوم:

# کوپلینگ هیدرولیکی

توان به صورت‌های مختلفی می‌تواند انتقال یابد: مکانیکی، نیمه هیدرولیکی، یا هیدرولیکی که در این میان انتقال هیدرولیکی جدیدترین نوع است. دو نوع انتقال هیدرولیکی وجود دارد یکی انتقال هیدرواستاتیکی و دیگری انتقال هیدرودینامیکی. انتقال هیدرواستاتیکی توان از فشار بالای سیال (روغن) استفاده می‌شود؛ اما در انتقال هیدرودینامیکی توان از سرعت بالای سیال بهره می‌گیرد. انتقال هیدرواستاتیکی توان مزایایی دارد که باعث کاربرد گسترده آن در صنایع شده است. از مزایای انتقال توان هیدرودینامیکی، انعطاف‌پذیری در مقابل شوک‌های وارد بر سیستم و دامنه گسترده و پیوسته آن در تغییر گشتاورهای لازم در دستگاه است. مبدل گشتاور و کوپلینگ هیدرولیکی وسایلی هستند؛ که توان را به صورت هیدرودینامیکی انتقال می‌دهد. میزان توان محرک در سیستم‌های انتقال توان هیدرودینامیکی، با حاصل ضرب گشتاور در سرعت زاویه‌ای پمپ برابر است. معمولاً محرک با سرعت دورانی ثابت و تحت گشتاور معین دوران می‌کند. در نتیجه توان دریافتی از محرک در هر لحظه مقدار مشخص است.

## ۲-۱- معرفی کوپلینگ هیدرولیکی

در صنایع نیروگاهی جهت انتقال قدرت الکتروموتور به پمپ‌ها و فن‌های با توان زیاد غالباً از کوپلینگ‌های هیدرولیکی به دلیل عدم درگیری فیزیکی در مقایسه با کوپلینگ‌های مکانیکی استفاده می‌شود. در صورت انتقال این انرژی مکانیکی دورانی بدون استفاده از کوپلینگ‌های هیدرولیکی، به دلیل درگیری مستقیم قطعات مکانیکی، فشار زیادی به الکتروموتور وارد می‌گردد و باعث آسیب رسیدن به آن می‌شود. این آسیب‌ها را به دو بخش الکتریکی (سیم پیچ‌های استاتور) و مکانیکی (یاتاقان‌های موتور که از نوع ترکیبی<sup>۱</sup> می‌باشند) تقسیم کرده‌اند. در هر دو مورد شواهد بسیاری در دست است که اولاً تعداد زیادی از الکتروموتورها دچار سوختگی سیم پیچ شده‌اند، ثانیاً هر چند ماه یکبار یاتاقان‌های انتهایی صدمه دیده و تعویض می‌گردید. به دلیل مشکلات فوق کوپلینگ

---

<sup>1</sup> Thrust-Guide

هیدرولیکی جایگزین مطمئنی برای کوپلینگ مکانیکی شد که توان الکتروموتور از طریق گردش چرخ ورودی کوپلینگ (معروف به پمپ کوپلینگ) داخل روغن به چرخ خروجی کوپلینگ (معروف به توربین کوپلینگ) انتقال داده؛ و این واسطه هیدرولیکی بین موتور و مصرف کننده، مجموعه را از بروز مشکلات فوق مصون می نماید.

کوپلینگ هیدرولیکی برای انتقال گشتاور از محرک به متحرک بدون تماس مکانیکی می باشد. یک کوپلینگ شامل چرخ ورودی (پمپ) و یک چرخ خروجی (توربین) با پره های شعاعی می باشد؛ که همدیگر را با یک فاصله کم و بدون تماس مکانیکی می پوشانند. این دو دیسک توسط یک قاب، پوشانده شده و بر روی شفت نصب می شوند. شکل (۱-۲) اجزاء تشکیل دهنده کوپلینگ هیدرولیکی را نشان می دهد. محفظه بین چرخ ورودی و خروجی توسط سیالی پر می شود (معمولاً روغنی با لزجت کم) و پمپ به وسیله یک موتور الکتریکی یا یک موتور احتراق داخلی می چرخد. حرکت چرخشی در بین پره های توربین و پمپ به وجود می آید و باعث چرخش توربین و چرخش باعث انتقال گشتاور خواهد شد. از آنجایی که سرعت چرخش پمپ و توربین متمایز است بنابراین مجموعه دارای لغزش می باشد. افزایش تعداد پره های توربین و پمپ بی ثباتی را کاهش و از ارتعاشات رزونانس ورودی و خروجی چرخ ها جلوگیری می کند. از آنجایی که جریان سیال دارای جهت غالبی نمی باشد، این تیغه ها به صورت شعاعی ساده و دارای ساختار خاصی نیستند. جریان چرخشی پیوسته ضربه هایی را به تیغه ها وارد می کند تا زمانی که با ورود سیال تنظیم شود، در نتیجه انتظار جریان آشفته خصوصاً در لغزش بزرگ حتی با سرعت چرخش پایین یا لغزش کم با سرعت چرخش بالا می رود. عدم وجود پره استاتور باعث می شود که جهت جریان اصلی بین پره ها مشخص نباشد و این موضوع باعث می شود اندازه گیری خواص جریان در کوپلینگ سیال مشکل شود.



شکل (۱-۲): کوپلینگ هیدرولیکی

## ۲-۲- مزایای کوپلینگ هیدرولیکی

از کار افتادن یک پروانه، ممکن است محدودیت تولید برق را شامل شده و واحد مذکور از لحاظ تولیدی به بیشینه توان خود نرسد (مخصوصاً در فصل گرما و تابستان) که با بکارگیری کوپلینگ هیدرولیکی از این نقیصه و سایر نقایص جلوگیری می‌شود. بنابراین با توجه به اهمیت کاربرد کوپلینگ هیدرولیکی در صنعت، شناخت مزایای آن برای رفع مشکلات سایر صنایع امری ضروری است؛ که در ادامه به طور اختصار بیان شده است.

- ۱- راه‌اندازی آرام و با شتاب کم، حتی برای بارهای سنگین، بدون فشار آمدن به موتور
- ۲- احتمال خراب شدن کوپلینگ هیدرولیکی بسیار کم بوده و سرویس و نگهداری خاصی را نیز احتیاج ندارد.
- ۳- جلوگیری از انتقال ارتعاش و ضربه به موتور و دستگاه
- ۴- تنظیم و محدود کردن گشتاور در زمان راه‌اندازی با تغییر مقدار روغن ورودی (نه در همه کوپلینگ‌ها)
- ۵- امکان استفاده از آب به جای روغن جهت ایمنی بیشتر در معادن و پیشگیری از خطر انفجار

۶- به دلیل نداشتن تماس فیزیکی جعبه‌دنده و موتور، معضلات و گیر مکانیکی جعبه‌دنده به موتور منتقل نگردیده و موتور سالم می‌ماند.

۷- طولانی شدن عمر یاتاقان‌ها و جلوگیری از تعویض زود هنگام آن‌ها  
کوپلینگ هیدرولیکی زمان راه‌اندازی موتور یعنی ماندن در اوج بار را به نصف تقلیل داده و باعث فشار نیامدن به موتور می‌شود. علاوه بر این نوسانات جریان در حین کار که به دلیل شوک‌های دینامیکی وارد بر مصرف‌کننده می‌باشد را مستهلک نموده و بر عمر سیم‌پیچ‌های موتور می‌افزاید.

## ۲-۳- اصول کارکرد کوپلینگ هیدرولیکی

هر گاه دو پنکه برقی را روبه‌روی هم در فاصله کمی از یکدیگر قرار دهید و یکی از آن‌ها را توسط نیروی برق به حرکت در آورید، پنکه‌ای که خاموش است به کمک جریان هوای پنکه اول، ابتدا به آرامی و سپس به تندی حرکت کرده و بالاخره تعداد دوران آن در واحد زمان، با پنکه اول تقریباً مساوی می‌شود. در اینجا نیز کوپلینگ هیدرولیکی ابتدا نیروی موتور را به روغن، و روغن نیرو را به دستگاه پروانه یا ماشین انتقال می‌دهد. چون انتقال نیرو توسط روغن به آرامی انجام می‌گیرد، می‌توان بارهای سنگین را آسان و آرام راه‌اندازی نمود.

سیستم داخلی کوپلینگ از یک پروانه ورودی تشکیل شده که عملکرد آن مانند یک پمپ روغن می‌باشد. این پروانه با نیروی گریز از مرکز روغن را از یک قسمت کوپلینگ به قسمت بعدی پرتاب و فشار روغن ایجاد شده، باعث حرکت قسمت بعدی می‌گردد. این قسمت که در اثر فشار روغن به حرکت درمی‌آید، از یک پروانه خروجی تشکیل شده و عملکرد آن مانند پروانه توربین می‌باشد.

در شروع کار مقدار روغن کمتری در قسمت چرخ‌ها وجود دارد و توان کمتری منتقل می‌گردد. در نتیجه موتور می‌تواند سریعاً به سرعت اسمی خود برسد. پس از آن روغن به آرامی از مخزن وارد قسمت چرخ‌ها شده و گشتاور و توان اسمی موتور کاملاً انتقال می‌یابد. بدین لحاظ

راه‌اندازی بارهای سنگین احتیاج به توان کمتری داشته و می‌توان از موتور کوچک‌تری استفاده کرد. جریان کوپلینگ هیدرولیکی خیلی پیچیده‌تر از مسائل مهندسی مکانیک می‌باشد. کوپلینگ شامل دو عضو چرخ پمپ و چرخ توربین با تیغه‌های شعاعی است؛ که معمولاً دارای تعداد پره‌ها متفاوت می‌باشند. محفظه با یک سیال (معمولاً روغن با لزجت پایین) پر شده است، سیال نقش انتقال گشتاور را بر عهده دارد. پمپ شروع به چرخش می‌کند و سیال با پروانه به جلو هل داده می‌شود و در شعاع بیرونی توربین تخلیه می‌شود، با چرخش پروانه توربین، این جریان شعاعی به سمت مرکز حرکت و به سمت شعاع داخلی پروانه پمپ تخلیه می‌شود. جریان در واقعیت دو فازی، سه بعدی، ناپایا، مغشوش و دارای ناحیه جدایش می‌باشد.

تفاوت اساسی مبدل گشتاور (برای انتقال گشتاور در خودروهای دنده اتوماتیک) و کوپلینگ هیدرولیکی عبارتست از این که در کوپلینگ هیدرولیکی به علت عدم وجود پره استاتور ساختار سیال دارای جهت جریان مشخصی در حرکت از پمپ به سمت توربین نیست؛ و این عامل، اندازه‌گیری خواص جریان در کوپلینگ هیدرولیکی را با مشکل مواجه می‌کند. اما در مبدل گشتاور بین توربین و پمپ یک استاتور قرار دارد که جهت چرخش سیال را تثبیت می‌کند.

موتور دارای کوپلینگ هیدرولیکی در ۲ نقطه دارای بیشینه جریان است. یکی زمان ابتدای راه‌اندازی و دیگری متعلق به زمانی است که کوپلینگ به حداکثر سرعت دورانی رسیده و با موتور تقریباً هم سرعت می‌گردد. یکی دیگر از خواص کوپلینگ هیدرولیکی از بین بردن نوسانات جریان است. اگر سرعت چرخش پمپ و توربین یکسان باشد لغزش نداریم و لغزش را اختلال در جریان می‌شناسند. دو پارامتر سرعت چرخش پمپ و توربین بیانگر این می‌باشد؛ که جریان چرخشی بین پره‌های توربین و پمپ آرام یا مغشوش است.

مرکز چرخش جایی که چرخش جانبی ناپدید می‌شود و آن را به عنوان نقطه خنثی مشخص و فاصله محور تا نقطه خنثی را به عنوان شعاع خنثی در نظر می‌گیرند. برای انتقال گشتاور موثر، موقعیت نقطه خنثی باید در فضای بین پمپ و توربین و سیال چرخشی باید از یک طرف به طرف



دیگر حرکت نماید. چرخش ثانویه ممکن است در گوشه‌ها ظاهر شود، که این چرخش‌ها در انتقال گشتاور اختلالی ایجاد نخواهند کرد زیرا چرخش‌ها در پمپ یا توربین محبوس شده‌اند. هر ساختار جریان که باعث محبوس شدن حرکت ثانویه در نیمی از کوپلینگ شود باعث کاهش انتقال گشتاور می‌شود.

## ۲-۴- جنس کوپلینگ هیدرولیکی

حساس‌ترین موضع در این قطعات از لحاظ استحکام، پره‌ها هستند که به دلیل انتقال قدرت بایستی استحکام کافی در برابر فشار وارده را داشته باشند. نوع آلیاژ آلومینیم انتخابی جهت چرخ توربین و چرخ پمپ که پره‌ها جزو آن‌ها هستند، از نوع مستحکم آلیاژ گاما بوده که سر سیلندر بیشتر اتومبیل‌های سواری از این جنس می‌باشند. این آلیاژ که خاصیت ریخته‌گری خوبی نیز دارد، دارای ۰.۴٪ مس، ۰.۲٪ نیکل و ۱.۵٪ منیزیم می‌باشد.

از خواص آلومینیم آلیاژی گاما مقاومت زیاد در درجه حرارت بالا و ضربه‌پذیری آن است. مقاومت کششی آن حدود ۳۳۰۰ کیلوگرم بر سانتیمتر مربع بوده و در ریخته‌گری قطعات با مقاطع پیچیده کاربردی زیادی دارد. پارامترهای سختی و الاستیسیته تأثیر چندانی بر روی انتخاب جنس چرخ توربین و پمپ ندارند. جنس میله‌های رابط و قطعه واسطه به دلیل اینکه کوپل‌های پیچشی مستقیم بر آن‌ها وارد می‌شود، بایستی از استحکام بالایی برخوردار باشند. این قطعات بایستی از فولادهای آلیاژی یا کربنی ساده که تحت عملیات کار سرد و یا گرم قرار گرفته‌اند، انتخاب شوند. فولاد انتخاب شده جهت این قطعات از نوع پر کربن که نیاز به سخت کاری بعدی نداشته باشد بوده، همچنین در حین تولید مورد عملیات نورد سرد قرار گرفته است.

اصلی‌ترین پارامتر در جنس کوپلینگ، مقاومت به خوردگی است که به خاطر تماس مستقیم شافت‌های رابط با روغن، مسئله خوردگی منتفی بوده و فقط پوسته‌های خارجی کوپلینگ یعنی طرف بیرونی چرخ توربین و چرخ پمپ در تماس با هوای مرطوب کوپلینگ تاور هستند که چون از

جنس آلومینیوم آلیاژی انتخاب شده‌اند، مشکلی برای آن‌ها پیش نخواهد آمد.

## ۲-۵- کوپلینگ هیدرولیکی در صنعت [۱]

این بخش مزایای استفاده از کوپلینگ هیدرولیکی در نیروگاه‌های کشور را بیان کرده؛ که ابتدا در مورد مشکلات نیروگاه بیستون به خاطر عدم استفاده از کوپلینگ هیدرولیکی پرداخته و سپس به میزان برگشت سرمایه ناشی از بکارگیری کوپلینگ هیدرولیکی در نیروگاه نکا اشاره شده است.

مسائل و مشکلات پیش آمده در مجموعه پروانه‌های برج خنک کن نیروگاه بیستون، سبب استفاده از کوپلینگ هیدرولیکی بوده است. فشار زیادی که در ابتدای راه‌اندازی جهت غلبه بر لنگر سکون چرخ‌ها و به حرکت درآوردن آن‌ها به الکتروموتور وارد می‌گردید، باعث داغ شدن و تغییر خاصیت عایق‌های الکتریکی و در برخی موارد سوختن سیم‌پیچ (استاتور) آن می‌شد. شایان ذکر است که در حدود ۱۷ سال از شروع بکار واحدهای نیروگاه و طبعا دو واحد کوپلینگ تاورهای که مجموعاً ۲۰ دستگاه پروانه را شامل می‌شود، می‌گذرد. ۲۴ مورد صدمه دیدن استاتور و نهایتاً ترمیم و سیم‌پیچی مجدد گزارش گردیده است. همچنین وجود مانع در راه‌اندازی، به دلیل لنگر سکون چرخ‌ها، باعث پدیده لقی دینامیکی<sup>۱</sup> محرک شده؛ که به مرور موجب لقی پوسته یاتاقان موتور و خراب شدن زود هنگام آن‌ها گردیده؛ و این معضل هزینه زیادی را به نیروگاه تحمیل نموده است.

در نیروگاه نکا ۴ پمپ آب تغذیه بویلر وجود دارد که ۲ دستگاه آن به طور هم‌زمان در مدار قرار داشته و ۲ دستگاه دیگر به صورت رزرو عمل می‌کنند. پمپ‌های آب تغذیه بویلر<sup>۲</sup> با توان نامی ۱۲۵۰ کیلووات و پمپ‌های آب گردشی کندانسور<sup>۳</sup> با توان نامی ۷۴۵ کیلووات در واقع بزرگ‌ترین مصرف‌کننده‌های موجود در این نیروگاه می‌باشند؛ که در مجموع حدود ۷۰ درصد از مصرف انرژی داخلی این نیروگاه را به خود اختصاص می‌دهند. جهت کنترل دبی سیالات در این پمپ‌ها از سیستم

<sup>1</sup> Take off

<sup>2</sup> Feed Water Pump (FWP)

<sup>3</sup> Condensate Extraction Pump (CEP)

کوپلینگ هیدرولیکی استفاده می‌گردد. آنچه مسلم است در توان‌های بالا استفاده از کوپلینگ‌های هیدرولیکی در مقایسه با سایر کنترل کننده‌های سرعت متداول تر بوده و منطقی تر به نظر می‌رسد. در پمپ‌های گریز از مرکز به جهت تبعیت از قوانین افینیتی<sup>۱</sup> قوانین ریاضی زیر حاکم است:

$$Q(\text{flow}) \propto N(\text{rpm})$$

$$H(\text{head}) \propto N^2(\text{rpm})$$

$$P(\text{power}) \propto N^3(\text{rpm})$$

$$T(\text{torque}) \propto N^2(\text{rpm})$$

بر اساس روابط فوق با تغییر کوچکی در سرعت، تغییر زیادی در توان مصرفی به وجود می‌آید. با توجه به مزایای به کارگیری کوپلینگ‌های هیدرولیکی به خصوص در اندازه‌های بالا نسبت به سایر محرک‌های تنظیم‌پذیر سرعت، استفاده از آن‌ها در نیروگاه نکا پیشنهاد شده است.

همان‌طور که پیش از این اشاره شد، وظیفه انتقال قدرت بین دو چرخ کوپلینگ به عهده روغن (در برخی موارد آب) می‌باشد. برای تغییر سرعت بار، میزان روغن بین چرخ‌ها توسط روش ساده‌ای به نام لوله ملاقه‌ای<sup>۲</sup> تنظیم می‌گردد.

همان‌طور که از روند انتقال قدرت مشاهده می‌شود، کلیه تجهیزات درون روغن می‌باشند و برای انتقال قدرت نیازی به تماس فیزیکی تجهیزات نیست و در نتیجه سایش یا استهلاکی وجود ندارد و در ضمن همیشه موتور از دستگاه ثانویه جدا می‌باشد و کلیه ارتعاشات و ضربه‌ها در دستگاه ثانویه میرا می‌گردد؛ حتی در انسدادهای<sup>۳</sup> شدید و لحظه‌ای، موتور الکتریکی بدون هیچ گونه ضربه‌ای می‌تواند به کار خود ادامه دهد و سیستم‌های حفاظتی کوپلینگ هیدرولیکی از موتور و تجهیزات حفاظت خواهند کرد. همچنین برای راه‌اندازی آرام در حداقل زمان و شروع‌های مکرر در زمان تست و تعمیرات نیازی به روشن کردن مکرر موتور نمی‌باشد.

در شکل‌های (۲-۲) و (۳-۲) نمودارهای توان مصرفی بر حسب درصد جریان عبوری از

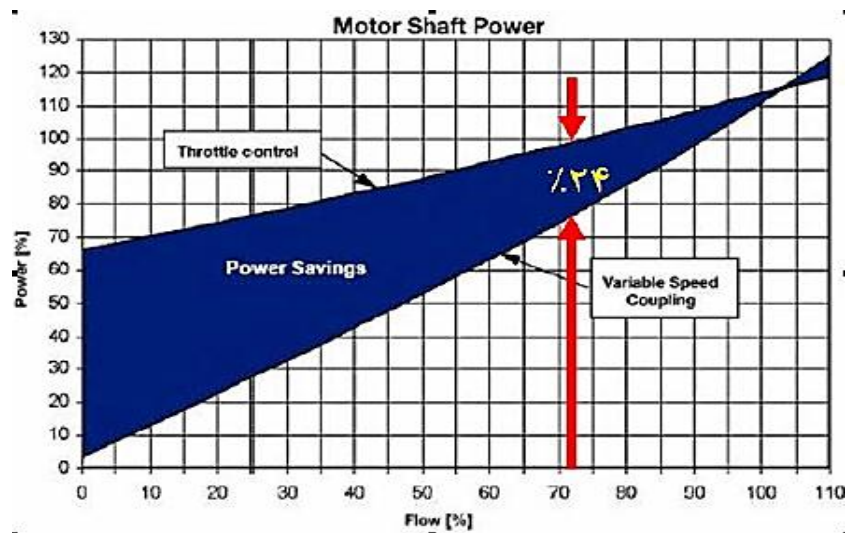
---

<sup>۱</sup> Affinity

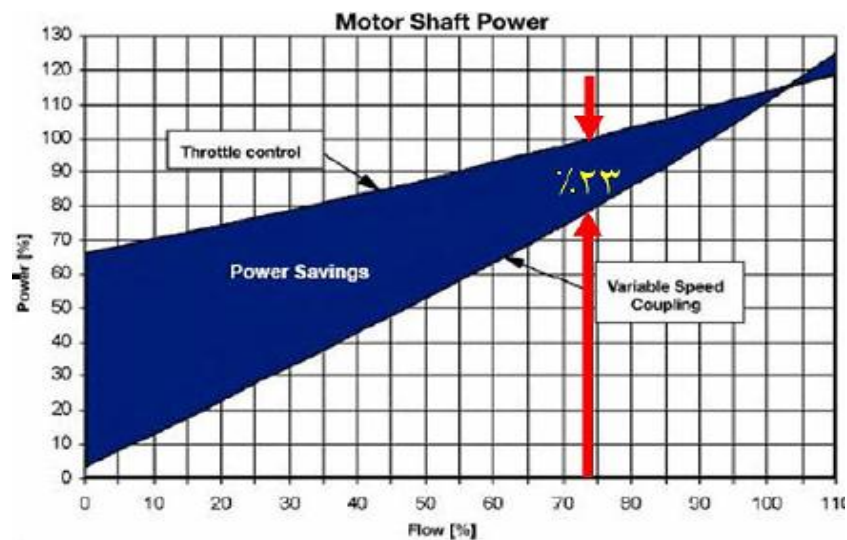
<sup>۲</sup> Scoop Tube

<sup>۳</sup> Blockage

پمپ‌های آب‌تغذیه بویلر اولی و دومی را برای دو حالت استفاده از کنترل تراتل و کوپلینگ هیدرولیکی، ترسیم نموده و میزان توان ذخیره شده به علت استفاده از کوپلینگ هیدرولیکی را نشان می‌دهد.



شکل (۲-۲) مقایسه توان مصرفی بین حالت کنترل تراتل و کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ اولی [۱]



شکل (۳-۲) مقایسه توان مصرفی بین حالت کنترل تراتل و کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ دومی [۱]

با استفاده از نمودارهای فوق توان ذخیره شده به علت استفاده از کوپلینگ هیدرولیکی به دست می‌آید، اما در آنها میزان راندمان کوپلینگ لحاظ نشده که با فرض کوپلینگی با راندمان ۹۰ درصد، میزان توان ذخیره شده مقدار مناسب‌تری را نمایش می‌دهد. در جدول (۱-۲) مقادیر توان قابل

صرفه‌جویی به علت استفاده از کوپلینگ هیدرولیکی در پمپ‌های آب تغذیه بویلر مشخص شده است.

جدول ۱-۲ توان قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر

پمپ آب تغذیه ۲	پمپ آب تغذیه ۱	
۲۵۷.۵	۲۷۴.۴	توان قابل صرفه‌جویی (kw)
۲۳۱.۷	۲۴۶.۹	توان قابل صرفه‌جویی با لحاظ نمودن راندمان (kw)

در نتیجه مقادیر انرژی قابل صرفه‌جویی در طول یک سال با در نظر گرفتن ۸۷۶۰ ساعت کارکرد سالیانه قابل محاسبه می‌باشد، که در جدول (۲-۲) میزان انرژی قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر بیان شده است.

جدول (۲-۲) پتانسیل انرژی قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر

پمپ آب تغذیه ۲	پمپ آب تغذیه ۱	
۲۲۵۵۷۰۰	۲۴۰۳۷۴۴	پتانسیل انرژی قابل صرفه‌جویی (kwh/yr)
۲۰۲۹۶۹۲	۲۱۶۲۸۴۴	پتانسیل انرژی قابل صرفه‌جویی با لحاظ نمودن راندمان (kwh/yr)

به منظور تحلیل اقتصادی به‌کارگیری این تجهیزات، ابتدا نیاز بود قیمت انرژی تولیدی نیروگاه محاسبه شود به این منظور از روابط مربوطه می‌توان قیمت انرژی تولیدی را محاسبه نمود که طبق محاسبات صورت گرفته قیمت برق تولیدی در نیروگاه نکا به ازای هزینه تولید ۱ کیلووات ساعت حدود ۴۴۰ ریال بر کیلووات ساعت می‌باشد. بنابراین هزینه قابل صرفه‌جویی ناشی از استفاده کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر در جدول (۲-۳) بیان شده است.

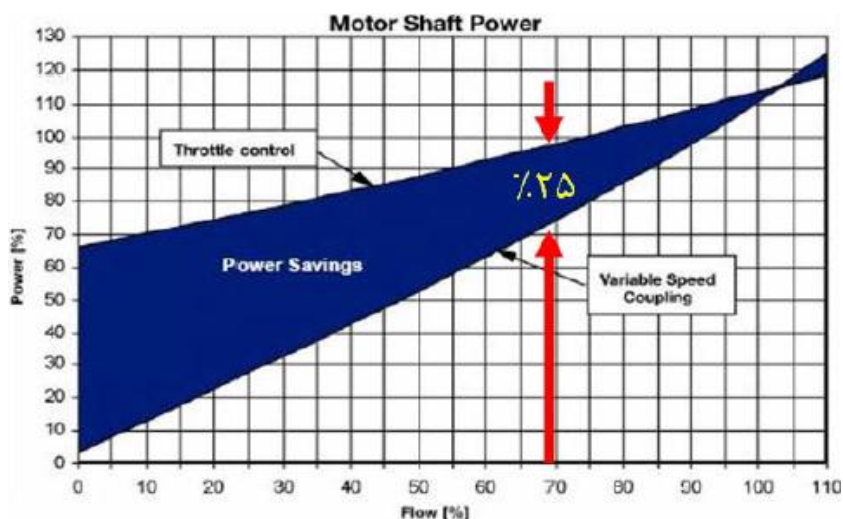
جدول (۳-۲) هزینه قابل صرفه‌جویی برای پمپ‌های آب تغذیه بویلر

پمپ آب تغذیه ۲	پمپ آب تغذیه ۱	
۹۹۳۰۰۰۰۰۰	۱۰۵۸۰۰۰۰۰۰	هزینه قابل صرفه‌جویی (ریال)
۸۹۴۰۰۰۰۰۰	۹۵۲۰۰۰۰۰۰	هزینه قابل صرفه‌جویی با لحاظ نمودن راندمان (ریال)

قیمت تجهیزات هر واحد در حدود ۱۵۰۰ میلیون ریال می‌باشد که با در نظر گرفتن ۲۵٪ هزینه نصب و راه‌اندازی، میزان سرمایه‌گذاری لازم برای به‌کارگیری ۴ دستگاه کویلینگ هیدرولیکی ۷۵۰۰ میلیون ریال برآورد می‌شود، در نتیجه زمان بازگشت سرمایه عبارتست از:

$$7500 \times 10^6 \left( \frac{\text{Rial}}{\text{year}} \right) \div 1846 \times 10^6 (\text{rial}) = 4.06 \text{ year} = 49 \text{ Months}$$

همچنین در این نیروگاه دو دستگاه پمپ آب گردش‌ی برج خنک‌کن وجود دارد؛ که یکی از آن‌ها در مدار قرار داشته و دیگری به صورت رزرو عمل می‌کند. شکل (۴-۲) نمودار توان مصرفی بر حسب درصد جریان عبوری از پمپ را برای دو حالت استفاده از کنترل تراتل و کویلینگ هیدرولیکی، ترسیم نموده و میزان انرژی ذخیره شده به علت استفاده از کویلینگ هیدرولیکی را نشان می‌دهد.



شکل (۴-۲) نمودار مقایسه توان مصرفی بین حالت کنترل تراتل و کویلینگ هیدرولیکی برای پمپ آب گردش‌ی [۱]

در نمودار فوق نیز بازدهی کوپلینگ لحاظ نشده است، بنابراین کوپلینگ را با راندمان ۹۰ درصد در نظر گرفته و مقادیر محاسباتی کوپلینگ را براساس آن به دست می‌آورید. هزینه، پتانسیل و توان قابل صرفه جویی به منظور استفاده کوپلینگ هیدرولیکی برای پمپ آب گردش‌ی برج خنک‌کن در جدول (۲-۴) بیان شده است.

جدول (۲-۴) هزینه قابل صرفه‌جویی برای پمپ آب گردش‌ی برج خنک‌کن

بدون لحاظ راندمان	با لحاظ راندمان	
۱۳۴.۰۲	۱۲۰.۶	توان قابل صرفه‌جویی (kw)
۱۱۷۴۰۱۵.۲	۱۰۵۶۶۳۱.۲	پتانسیل انرژی قابل صرفه‌جویی با لحاظ نمودن راندمان (kwh/yr)
۵۱۷۰۰۰۰۰۰	۴۶۵۰۰۰۰۰۰	هزینه قابل صرفه‌جویی (ریال)

قیمت هر دستگاه کوپلینگ هیدرولیکی مربوط به پمپ آب گردش‌ی برج خنک‌کن در حدود ۹۰۰ میلیون ریال می‌باشد. با توجه به اینکه تعداد ۲ دستگاه پمپ آب گردش‌ی برج خنک‌کن در نیروگاه نکا وجود دارد و با در نظر گرفتن ۲۵٪ هزینه‌ی نصب و راه‌اندازی هزینه لازم برای سرمایه گذاری ۲۲۵۰ میلیون ریال برآورد می‌شود. در نتیجه زمان بازگشت سرمایه عبارتست از:

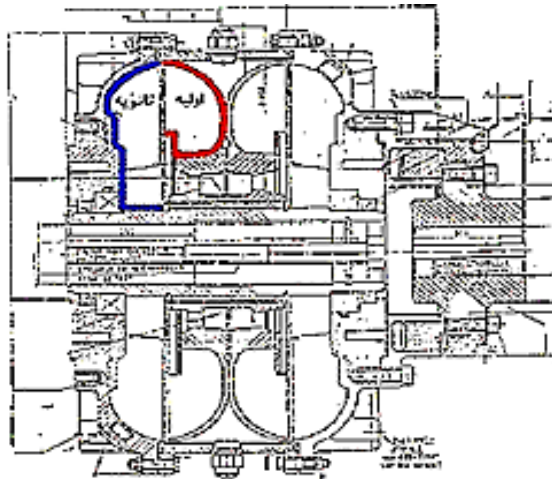
$$2250 \times 10^6 \left( \frac{\text{Rial}}{\text{year}} \right) \div 465 \times 10^6 (\text{Rial}) = 4.84 \text{ year} = 58 \text{ Months}$$

براساس محاسبات فوق به کارگیری کوپلینگ‌های هیدرولیکی در مجموع باعث کاهش توان مصرفی حداقل به میزان ۶۰۰ کیلووات شده و صرفه جویی انرژی سالانه معادل ۵۲۴۹۱۶۷ Kwh را به همراه خواهد داشت. شایان ذکر است سایر مزایای به‌کارگیری کوپلینگ‌های هیدرولیکی از قبیل راه‌اندازی نرم، از بین بردن تنش‌های در حال کار موتور، عدم نیاز به شیر کنترل یا دریچه برای کنترل دبی را نیز باید در کنار صرفه‌جویی انرژی آن به حساب آورد. در صورت الزام هزینه شیر کنترل یا دریچه را نیز می‌توان از لحاظ هزینه برآورد نموده و به میزان صرفه جویی هزینه انرژی

اضافه نمود که در این صورت زمان بازگشت سرمایه باز هم کاهش خواهد یافت.

## ۲-۶- انواع کوپلینگ هیدرولیکی

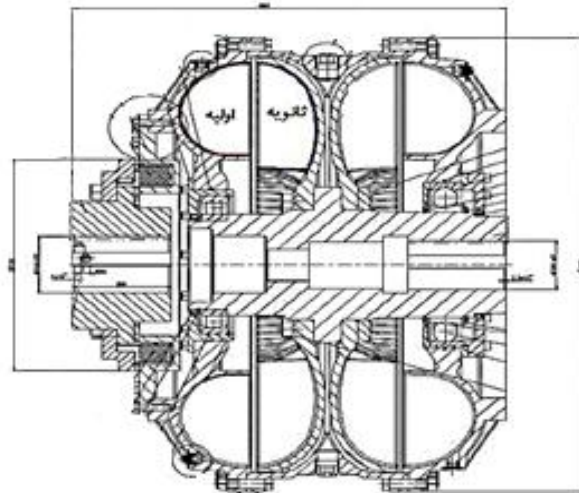
کوپلینگ‌های قدیم از نوع Inner Wheel می‌باشد که چرخ داخلی آن به الکتروموتور متصل بوده و این چرخ را اولیه و چرخ متحرک که همان پوسته کوپلینگ بوده و به پمپ متصل است، را ثانویه می‌نامند. در شکل (۵-۲) ناحیه از چرخ اولیه و ثانویه کوپلینگ طرح قدیم که در آن سیال عامل جریان دارد مشخص شده است.



شکل (۵-۲) کوپلینگ هیدرولیکی طرح قدیم

اما در کوپلینگ‌های جدید که از نوع Outer Wheel می‌باشد، جای چرخ اولیه و ثانویه عوض شده و چرخ اولیه در اینجا پوسته کوپلینگ بوده که به الکتروموتور متصل و چرخ ثانویه که به پمپ متصل است چرخ داخلی می‌باشد. شکل (۶-۲) نیز ناحیه از کوپلینگ هیدرولیکی طرح جدید که سیال در آن در حال گردش است را مشخص کرده است.





شکل (۶-۲) کوپلینگ هیدرولیکی طرح جدید

با بررسی ساختار قوس چرخ‌های هر دو کوپلینگ مشخص شد که تفاوت قابل ملاحظه‌ای میان هندسه چرخ اولیه و ثانویه در هر یک وجود دارد. چرخ اولیه در هر دو کوپلینگ که وظیفه ایجاد نیرو و گشتاور لازم را بر عهده دارد دارای انحنا و گودی بیشتری است. همچنین چرخ ثانویه در هر دو کوپلینگ که وظیفه جذب نیرو و گشتاور را بر عهده دارد کمی کشیده‌تر و بلندتر می‌باشد. این طراحی به احتمال خیلی زیاد در نوع حرکت سیال و انتقال گشتاور و در نتیجه بازده کوپلینگ تأثیر گذار است و جابجا نمودن چرخ‌های اولیه و ثانویه در کوپلینگ طرح جدید، احتمالاً موجب تغییر در نوع حرکت سیال و بازده کوپلینگ خواهد شد که نیاز به بررسی بیشتری دارد.

همانطور که در شکل (۷-۲) نشان داده شده، کوپلینگ طرح قدیم پشت چرخ‌های اولیه یک دیسک<sup>۱</sup> تعبیه شده است که بر روی چرخ ثانویه وجود ندارد. وجود این دیسک و نیز شکل خاص چرخ اولیه باعث می‌شود بین هر دو پره چرخ اولیه، فضایی جهت انباشته شدن روغن ایجاد گردد؛ که در لحظه توقف پروانه، تا سطحی که روغن درون کوپلینگ وجود دارد مملوء از روغن است و پس از راه‌اندازی به مرور با افزایش سرعت دورانی، روغن از این ناحیه وارد فضای بین چرخ اولیه و ثانویه شده و باعث افزایش گشتاور می‌گردد به طوری که پس از رسیدن به نهایت سرعت دورانی هیچ

<sup>1</sup> Baffle Plate

روغنی در این ناحیه باقی نمی ماند. این ناحیه به اصطلاح استاتور نیز نامیده می شود. نکته قابل توجه این است که در کوپلینگ های Outer Wheel مانند کوپلینگ طرح جدید این ناحیه به کلی حذف شده و به جای آن یک سری فین حرارتی روی پوسته نصب که باعث بهبود انتقال حرارت می گردد؛ لذا در صورت جابه جا نمودن چرخ های اولیه و ثانویه در کوپلینگ طرح قدیم تأثیرات وجود این ناحیه بر عملکرد کوپلینگ را می توان بررسی نمود.



شکل (۷-۲) استفاده از دیسک بافل بر روی چرخ اولیه در کوپلینگ طرح قدیم

کوپلینگ را می توان بسته به مقدار روغن به پر ثابت و پر متغیر دسته بندی نمود. حتی در نمونه کوپلینگ پر ثابت کاملاً پر نیست تا به روغن اجازه انبساط حجمی حرارتی داده شود. حرارت اتلافی به طور قابل ملاحظه ای دمای روغن را بالا می برد. (۸۰ درجه یا بیشتر) از آنجایی که تنها از فین های حرارتی موجود در سطح خارجی کوپلینگ برای سرد کردن آن استفاده می شود در نتیجه کاهش دمای کوپلینگ حایز اهمیت می باشد. از نوع پر متغیر برای شروع، ترمز کردن و عموماً برای کنترل مقدار گشتاور انتقال یافته استفاده می شود.

## ۷-۲- سایر سیستم های انتقال قدرت

انتقال قدرت در صنایع مختلف از اهمیت خاصی برخوردار است و لزوم توجه به وسایل مختلف

انتقال قدرت احساس می‌شود. در این قسمت به معرفی یکسری از سیستم‌های انتقال قدرت که در صنعت حایز اهمیت می‌باشند، پرداخته می‌شود.

## ۲-۷-۱- مبدل گشتاور

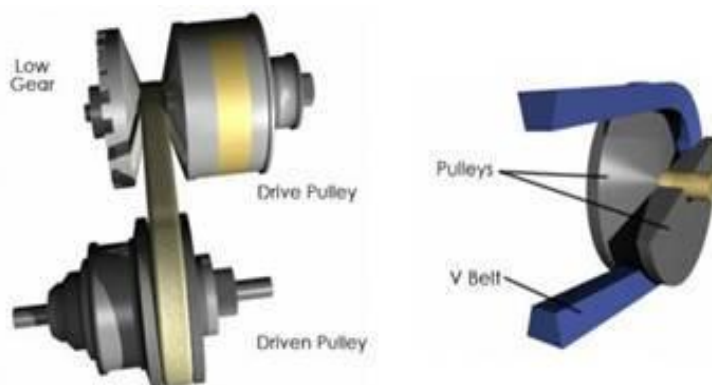
مبدل گشتاور یک نمونه از کوپلینگ هیدرولیکی است؛ که به عنوان سیستم انتقال قدرت در اتومبیل مورد استفاده قرار می‌گیرد. همانطور که در شکل (۲-۸) نشان داده شده، مبدل گشتاور از سه قسمت اصلی پمپ، استاتور، و توربین تشکیل شده است. در مبدل گشتاور نیروی گریز از مرکز ناشی از گردش پمپ با سرعت بالا، سبب می‌شود که روغن با سرعت زیاد به چرخ‌های توربین اصابت کند و آن را به گردش در آورد. جریان روغن اگرچه مقداری از سرعت خود را از دست می‌دهد ولی با خروج از انتهای این پره‌ها (وسط توربین) همچنان سرعتی قابل توجه دارد که در برخورد با روغن درون محفظه، به گرما تبدیل می‌شود. با هدایت روغن خروجی از توربین به وسط پمپ با کمک استاتور می‌توان از این انرژی باقی‌مانده بهره‌گرفت تا گشتاور زیادتری تولید شود. استاتور معمولاً به طور ثابت و بدون حرکت در بین و مرکز پمپ و توربین مستقر می‌شود.



شکل (۲-۸) اجزا تشکیل دهنده مبدل گشتاور

## ۲-۷-۲- کلاچ چند صفحه‌ای<sup>۱</sup>

این کلاچ شامل چند صفحه کلاچ در داخل کاسه کلاچ می‌باشد. این صفحه‌ها یک در میان فولادی و اصطکاکی‌اند. صفحه‌های فولادی ساده و با هزار خار به کاسه کلاچ متصل هستند اما دو طرف صفحه‌های اصطکاکی، لنت‌کوبی شده و با هزار خار به یک تویی در کلاچ متصل‌اند تا مجموعه چرخ‌دنده سیاره‌ای را کنترل کند. در شکل (۹-۲) اجزا تشکیل دهنده کلاچ چند صفحه‌ای را نشان می‌دهد. برای درگیر کردن کلاچ، فشار روغن به پشت پیستون هدایت می‌شود، در نتیجه پیستون به حرکت در می‌آید و صفحه‌ها را به هم می‌فشارد.



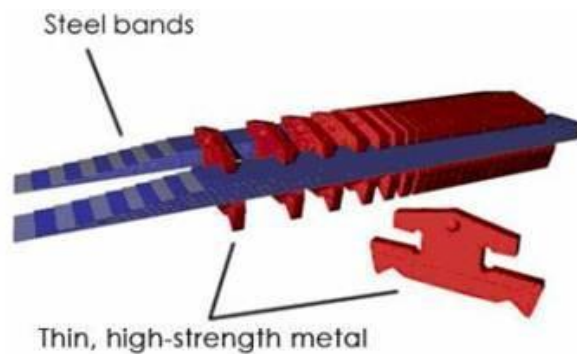
شکل (۹-۲) سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته نوع تسمه فشاری

## ۲-۷-۳- سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته تسمه فشاری

در این نوع که پر کاربردترین نوع از سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته متغیر است، یک تسمه توان را بین دو قرقره مخروطی که یکی ثابت و دیگری متحرک است منتقل می‌کند. هر قرقره از دو مخروط با زوایایی حدود ۲۰ درجه تشکیل می‌شود که یک تسمه V شکل نیز روی شیار بین دو قرقره سوار می‌شود. بسته به فاصله بین مخروط‌های هر قرقره مقدار دور تسمه روی هر قرقره مشخص می‌شود. (شکل ۱۰-۲) وقتی قطر یک قرقره افزایش می‌یابد، قطر طرف دیگر کاهش می‌یابد تا سفتی تسمه

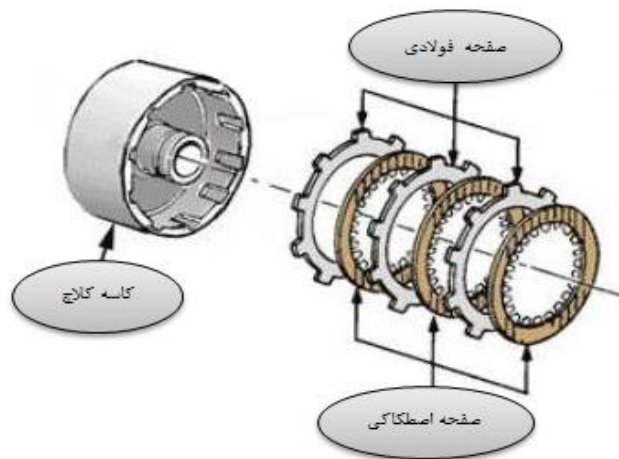
<sup>1</sup> Multiple clutch

حفظ شود. جهت اعمال نیروی لازم برای تنظیم فاصله بین مخروط‌های هر قرقره می‌توان از فشار هیدرولیک، نیروی گریز از مرکز یا فنرهای کششی استفاده کرد. محدود بودن گشتاور و پایین بودن قابلیت اطمینان آن‌ها بکارگیری این سیستم را محدود کرده است.



شکل (۱۰-۲) مدلی از تسمه‌های فولادی مورد استفاده در سیستم انتقال قدرت پیوسته متغیر تسمه فشاری

در این نوع انتقال قدرت امکان لغزش یا کشش تسمه وجود دارد؛ که این خود سبب افت راندمان می‌گردد. اما با استفاده از مواد جدید در ساخت تسمه‌ها این افت را حتی الامکان کاهش داده‌اند. یکی از مهم‌ترین پیشرفت‌ها در این زمینه استفاده از تسمه‌های فولادی است. ساختار این نوع تسمه در شکل (۱۱-۲) نشان داده شده است. این تسمه‌های فلزی نمی‌لغزند و دوام بالایی دارند و امکان انتقال گشتاورهای بزرگ‌تری با استفاده از آن‌ها وجود دارد. این تسمه‌ها همچنین کم سرصداتر از تسمه‌های لاستیکی کار می‌کنند.



شکل (۲-۱۱) کلاچ چند صفحه‌ای

## ۲-۷-۴ - انتقال قدرت پیوسته متغیر محرک کششی<sup>۱</sup>

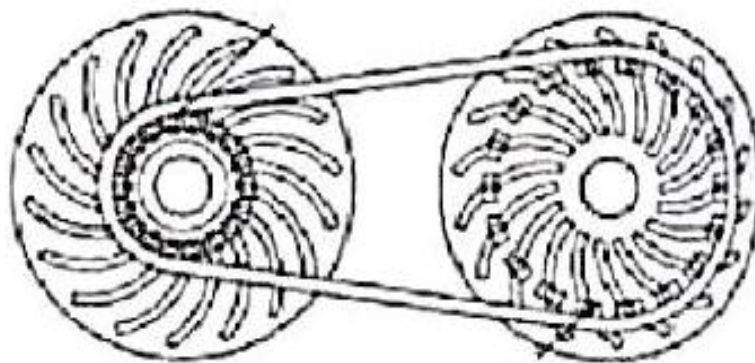
این نوع از انتقال قدرت پیوسته متغیر، قرقره‌ها و تسمه‌ها توسط دیسک‌ها و غلتک‌های انتقال قدرت جایگزین می‌شوند. اگرچه این سیستم کاملاً متفاوت از سیستم قبل به نظر می‌آید، ولی همه اجزا آن قابل مقایسه با انتقال قدرت پیوسته متغیر تسمه فشاری می‌باشد. در این وسیله یک دیسک به موتور (قرقره محرک) متصل است و دیسک دیگر به شفت متحرک (قرقره متحرک) متصل می‌باشد. غلتک‌ها نیز بین دیسک‌ها عمل می‌کنند، همانند تسمه که در شیار بین قرقره‌ها قرار دارد. غلتک‌ها در امتداد دو محور (حول محور افقی گردش و حول محور عمودی کج می‌شوند) می‌چرخند؛ که این امر سبب می‌شود، غلتک‌ها با دیسک در سطوح مختلف تماس پیدا کنند و همین سبب ایجاد نسبت‌های انتقال گوناگون می‌شود. در سیستم انتقال قدرت پیوسته متغیر، عمل تغییر نسبت انتقال به نرمی و باعث خرابی کمتر موتور و انتقال مطمئن‌تر توان می‌شود. علاوه بر این سیستم انتقال قدرت پیوسته متغیر راندمان و عملکرد بهتری دارد. راندمان سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته متغیر نسبت به جعبه‌دنده‌های اتوماتیک مناسب‌تر است. علاوه بر این به دلیل اینکه سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته متغیر این امکان را برای موتور فراهم می‌کنند که بتوانند صرف نظر از سرعت خودرو در نقطه طراحی

<sup>1</sup> Toroidal

کار کنند، مصرف سوخت اتومبیل نیز کاهش یافته و در نقطه بهینه قرار می‌گیرد. آزمایشات نشان می‌دهد که مصرف سوخت با استفاده از انتقال قدرت پیوسته متغیر، ۱۰ درصد کمتر از مصرف سوخت با استفاده از یک گیربکس چهار سرعته اتوماتیک می‌باشد. از معایب اصلی مدل‌های اولیه انتقال قدرت پیوسته متغیر، لغزش بین تسمه و قسمت محرک یا متحرک بوده، زیرا فاقد دندانه بوده و نمی‌توانستند یک اتصال مکانیکی صلب را ایجاد کنند. شاید بیشتر از هر علتی، هزینه این نوع سیستم‌ها مانع از رشد و توسعه آنها شده است.

## ۲-۷-۵- انتقال قدرت پیوسته متغیر تسمه‌ای الاستومر با قطر متغیر

در این نوع انتقال قدرت پیوسته متغیر، از یک تسمه مسطح و انعطاف‌پذیر که روی تکیه‌گاه‌های متحرک قرار گرفته استفاده می‌شود. این تکیه‌گاه‌ها می‌توانند شعاع را تغییر داده و در نتیجه نسبت انتقال نیرو را عوض کنند. شکل (۲-۱۲) یک نمونه از سیستم انتقال قدرت پیوسته متغیر تسمه‌ای الاستومر با قطر متغیر را نشان می‌دهد.



شکل (۲-۱۲): انتقال قدرت پیوسته متغیر نوع تسمه‌ای الاستومر با قطر متغیر

## ۲-۸- تاریخچه تحقیقات

کارهای صورت گرفته در زمینه کوبلینگ‌های هیدرولیکی تا به امروز را می‌توان براساس نوع تحقیق به

سه دسته، تحقیقات عددی، تجربی (آزمایشگاهی) و تحلیلی تقسیم بندی نمود. با توجه به جریان پیچیده درون کوپلینگ انتظار می‌رود روش تحلیلی گزینه مناسبی برای بررسی رفتار جریان نباشد، در ضمن کارهای تحلیلی صورت گرفته در مورد کوپلینگ‌های مملوء از سیال (روغن) می‌باشد و در سایر حالت‌ها دارای اعتبار نمی‌باشد. در مورد تحقیقات صورت گرفته در این زمینه می‌توان به کارهای والاس اشاره نمود. در سال ۱۹۷۸ والاس و همکاران [۲] به ارایه مدل‌های تئوری برای پیش بینی عملکرد کوپلینگ مملوء از سیال ارائه نمودند که یکی توزیع سرعت خطی و دیگری توزیع سرعت ثابت که هر دو توانایی پیش بینی رفتار سیال را دارا می‌باشد، اما مدل توزیع سرعت خطی منجر به پیش بینی مناسب‌تری از جریان می‌شد. در سال ۲۰۰۰، لی و همکاران [۳] با تلفیق نتایج حاصل از تحلیل نظری و تجربی، یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی سه بعدی جریان سیال درون مبدل گشتاور مملوء از سیال عامل را ارائه دادند و به پیش بینی رفتار سیال عامل درون کوپلینگ پرداختند. این تحلیل بیشتر در مورد کوپلینگ‌های کوچک صورت گرفت تا اینکه در سال ۲۰۱۱، مقابله<sup>۱</sup> [۴] یک مدل ریاضی برای بررسی رفتار کوپلینگ مملوء از سیال که در آن دو رژیم جریان حلقوی و خروج از مرکز اتفاق می‌افتد، ارائه نموده که با بررسی این مدل به این نکته که ساختار سرعت خطی که برای پیش‌بینی جریان کوپلینگ مملوء از سیال مورد استفاده قرار می‌گرفت نامناسب است. اگرچه در کوپلینگ‌هایی مملوء از سیال با ابعاد کوچک به عنوان روشی مناسب برای پیش‌بینی گشتاور تولیدی می‌باشد.

مهم‌ترین مطالعات صورت گرفته در مورد کوپلینگ‌های هیدرولیکی، در زمینه مطالعات تجربی می‌باشد. کارهای تجربی و ساده اولیه صورت گرفته در خصوص کوپلینگ‌های هیدرولیکی مربوط می‌شود به تحقیقات سینکلایر [۵] در سال ۱۹۳۰. جریان درون کوپلینگ پیچیده می‌باشد، خصوصاً در حالتی که سیال کوپلینگ در حالت دوفازی باشد، در نتیجه رژیم جریان وابسته به شرایط مرزی و پیش‌بینی عملکرد کوپلینگ مشکل می‌شود. محققان مختلف تاثیر پارامترها و تغییرات در هندسه

---

<sup>1</sup> Maqableh



کوپلینگ را به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار داده و نتایج تحقیقات خود را انعکاس داده‌اند. در ۱۹۶۷ ایشیهارا و همکاران [۶] نتایجی را برای تأثیر الگوهای هندسه روی عملکرد کوپلینگ به دست آورد. وایت فیلد و همکاران [۷] در سال ۱۹۷۸ به پیش‌بینی تأثیر یک صفحه بافل در کوپلینگ اشاره نموده و به بررسی اندازه صفحه بر عملکرد کوپلینگ پرداخته است. تجسم جریان در سال ۱۹۸۰ توسط آچیاما و همکاران [۸] گزارش شد و نشان داد که نسبت سرعت و نسبت حجم روغن روی جریان و عملکرد کوپلینگ مهم می‌باشد. این نتایج با مطالعه تجربی توسط میدلمن [۹] و وین هلت [۱۰] برای هندسه کوپلینگ و شرایط عملکردی متفاوت تایید شد. تحقیقات در مورد کوپلینگ هیدرولیکی به اندازه‌گیری گشتاور انتقال یافته محدود شده بود، تا اینکه در سال ۱۹۹۲ میدلمن [۹] با به‌کارگیری یک جزء بادسنج لیزری داپلر به اندازه‌گیری سرعت اصلی در جهت محوری در یک نقطه انتخابی پرداخت. در هر حال اندازه‌گیری سرعت با لیزر نشان از طبیعت جریان مغشوش در کوپلینگ بود. تاکنگا و همکاران [۱۱] و ماتسوی و همکاران [۱۲] نشان دادند که مشخصات سرعت چرخش، ناپایدار و حساس به تغییرات کوچک شرایط مرزی می‌باشد. در سال ۲۰۰۵ بران و همکاران [۱۳] با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی، حرکت روغن را در کوپلینگ هیدرولیکی بررسی کردند. در سال ۲۰۰۵ هامپل و همکاران [۱۴] با بکار بردن اشعه گاما به اندازه‌گیری پخش جریان درون کوپلینگ پرداختند. از دیگر کارهای تجربی می‌توان به کارهای داسیلوا و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۰۸ اشاره نمود که با بکاربردن سنسور با قابلیت هدایت نحوه پخش جریان درون کوپلینگ را به دست آورده‌اند.

با توجه به توسعه حل عددی در زمینه مسائل پیچیده صنعتی، دانشمندان برای بررسی و پیش‌بینی جریان درون کوپلینگ به مدل‌سازی عددی رفتار جریان درون کوپلینگ روی آوردند. در سال ۱۹۶۰-۱۹۷۰ تعدادی افراد به مدل کردن جریان چرخشی برای پیش‌بینی عملکرد کوپلینگ هیدرولیکی پرداختند، به عنوان مثال کوالمن و اگبرت [۱۶]، والانس و همکاران [۱۷] و ویتفیلد و همکاران [۱۸]. در شبیه‌سازی ابتدایی صورت گرفته بر کوپلینگ جریان را تک فاز، غیرقابل تراکم فرض نمودند که بعدها بای و همکاران [۱۹] و هویتنگا و همکاران [۲۰] به این نتیجه رسیدند که

مدل جریان مغشوش پیش بینی مناسب‌تری را گزارش می‌کند، بنابراین بیشتر شبیه‌سازی که بعدها انجام گرفت، جریان را مغشوش تحت مدل  $k - \varepsilon$  فرض نمودند. ناپایداری جریان و نیروی ناشی از جریان چرخشی درون کوپلینگ به خوبی توسط دینامیک سیالات محاسباتی بازسازی شد. در مقایسه بین چندین مطالعه عددی در مورد کوپلینگ هیدرولیکی، نتایج شبیه‌سازی جریان سه بعدی و ناپایا در سال ۱۹۹۴ توسط گروه‌های بای و محققان [۱۹] و کاست و همکاران [۲۱] ارایه شد. بای و همکاران به شبیه‌سازی جریان ناپایای سه بعدی و محاسبه گشتاور انتقالی در کوپلینگ هیدرولیکی پرداخته‌اند و نشان دادند که علاوه بر جریان شعاعی اصلی، یک جریان ثانویه که بر روی گشتاور انتقالی موثر می‌باشد به وجود می‌آید که در آن عامل نیروی کریولیس نقش اساسی ایفا می‌کند. آن‌ها همچنین اشاره کردند، که اختلاف سرعت پمپ و توربین باعث قالب شدن جریان چرخشی و انتقال گشتاور می‌شود. در این گزارش برای محاسبه گشتاور، از میدان سرعت و فشار استفاده کردند. در سال ۱۹۹۴ کاست و همکاران [۲۱]، یک طرح محاسباتی براساس روش المان محدود برای حل معادله سه بعدی ناپایای ناویر استوکس در مختصات نصب شده روی یک چرخ را ارایه کردند. محاسبات در جریان آرام برای حالت مملوء از سیال بود و وابستگی گشتاور انتقالی روی ساختار جریان، خصوصاً سرعت را در مناطق چرخش مشاهده کرد. نتایج عددی با نتایج تجربی در لغزش کم انطباقی منطقی داشت، اما اختلاف قابل ملاحظه‌ای را در لغزش‌های بزرگ داشت. مشکل پیاده سازی مدل مغشوش مناسب نیز وجود داشت. بای و همکاران [۲۲] در ادامه کارهای خود در سال ۱۹۹۷، به تحلیل عددی ساختار جریان مغشوش درون کوپلینگ پرداخته و فرآیند فیزیکی انتقال گشتاور را در آن مورد بررسی قرار داد و نشان داد که گشتاور انتقالی ناپایا برای لغزش پایین نسبت به لغزش بالا قوی‌تر است. آن‌ها همچنین اشاره کردند که افزایش تعداد پره‌ها باعث تعدیل نمودن جریان و جریان ثانویه به وجود آمده درون کوپلینگ باعث کاهش گشتاور انتقالی می‌شود. حل دینامیک سیالات محاسباتی رفتار راه‌اندازی کوپلینگ را به خوبی نشان می‌دهد که تحقیقات صورت گرفته در این زمینه توسط هیونتنگا و میترا [۲۳] انجام شد.

سان و همکاران [۲۴] در سال ۲۰۰۹ به بررسی جریان و انتقال حرارت در کوپلینگ با استفاده از حل عددی پرداخته و با مقایسه نتایج به این نکته که حل عددی ابزاری مناسب برای پیش بینی رفتار سیال درون کوپلینگ می‌باشد اذعان دارند. در این گزارش آن‌ها به بررسی تعدادی از پارامترهای موثر در عملکرد کوپلینگ همانند اندازه کوپلینگ، جریان سرمایشی و تعداد پره‌ها پرداخته‌اند. سیال گرم در تماس با پره‌ها مانند دیواره‌ها در ساختار جریان و کاهش فشار موثر است. جریان مغشوش نسبت به جریان‌های جدایشی حساس و می‌توان با بهبود طراحی و کاهش جریان جدایشی باعث کاهش تلفات درون کوپلینگ شد. در این گزارش اثر جریان ناپایا و جریان ثانویه را روی بازده کوپلینگ و میزان تأثیر آن‌ها را نسبت به پارامترهایی مانند اختلاف تعداد پره‌ها و تغییرات هندسه مورد بررسی قرار دادند. سانگ و همکاران [۲۵] در سال ۲۰۱۰ به بررسی و شبیه‌سازی عددی جریان دو فازی گاز و مایع در کوپلینگ هیدرولیکی در طی توقف را با استفاده از نرم افزار فلوئنت پرداخته که در انتها این نتیجه را منعکس کرده است که شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم افزار فلوئنت یک روش مناسب برای تجزیه و تحلیل جریان‌های پیچیده داخل کوپلینگ‌های هیدرولیکی است. آن‌ها نحوه پخش فاز مایع، فشار استاتیکی و بردار سرعت را در جریان دو فازی گاز-مایع را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. این مدل عددی توانست خواص اساسی جریان را با دقت خوبی گزارش کند. آن‌ها نشان دادند که تغییر نسبت حجم هوا در نحوه پخش فشار استاتیکی و بردار سرعت بی تأثیر ولی در مقدار سرعت، فشار و گشتاور توقف موثر می‌باشد. محققانی نیز به بررسی میزان انطباق نتایج حل عددی با اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی پرداختند و از انطباق بسیار خوب نتایج تجربی با نتایج حل عددی صحبت کرده‌اند که در این زمینه از کارهای تحقیقاتی چای و همکاران [۲۶] در سال ۲۰۱۱ می‌توان نام برد.



فصل سوم:

تحليل جریان درون

كوپلینگ

### ۳-۱- فلونت

نرم افزار فلونت<sup>۱</sup>، یک نرم افزار مهندسی در زمینه دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای مدل کردن جریان سیال و انتقال حرارت در هندسه های پیچیده می باشد. این نرم افزار امکان تغییر شبکه، به صورت کامل و تحلیل جریان با شبکه های غیرسازمان یافته را برای هندسه های پیچیده فراهم می سازد. نوع مش های قابل تولید و دریافت توسط این گروه نرم افزاری شامل شبکه هایی با المان های مثلثی و چهارضلعی (برای هندسه های دوبعدی) و چهار وجهی، شش وجهی، هرمی یا گوه ای (برای هندسه های سه بعدی) می باشد. همچنین فلونت به کاربر اجازه ی بهبود شبکه (مثلاً ریز کردن یا درشت کردن شبکه در مرزها و مکان های لازم در هندسه) را می دهد. در نرم افزار فلونت قابلیت استفاده از انواع شبکه های با سازمان و بی سازمان مهیا می باشد.

این بهینه سازی برای حل و شبکه، این قابلیت را در اختیار کاربر قرار می دهد که نتایج ناحیه هایی که دارای گردابه های بزرگ (مانند لایه ی مرزی و...) باشند، دقیق تر سازد. این قابلیت ها مدت زمانی را که برای تولید یک شبکه ی خوب احتیاج می باشد در مقایسه با حل در شبکه های سازمان یافته به صورت قابل ملاحظه ای کاهش می دهد.

این نرم افزار با زبان برنامه نویسی C (سی) نوشته شده است و از تمامی توان و قابلیت انعطاف این زبان بهره می برد. در نتیجه این نرم افزار استفاده از حافظه ی دینامیک، ساختار مناسب داده ها و اطلاعات و کنترل انعطاف پذیر محاسبات را ممکن می سازد.

به طور کلی برای انجام شبیه سازی جریان با استفاده از نرم افزار فلونت لازم است که به ترتیب

زیر عمل نمود:

۱- مدل سازی هندسی (با استفاده از نرم افزارهای مدل سازی و همچنین نرم افزارهای پشتیبانی

کننده فلونت نظیر نرم افزار گمبیت)

۲- شبکه بندی دامنه محاسباتی

---

<sup>1</sup> Fluent

- ۳- تعیین نوع شرایط مرزی و نواحی پیوستگی
- ۴- انتخاب گزینه مناسب نرم افزار فلوئنت برای شبیه‌سازی سه بعدی جریان
- ۵- فراخوانی فایل ساخته شده توسط نرم افزارهای پشتیبانی کننده نرم افزار فلوئنت
- ۶- چک کردن شبکه تولید شده
- ۷- انتخاب حلگر مناسب
- ۸- تعیین معادلات اساسی حاکم بر جریان، معادلات مربوط به جریان‌های غیرلزج، آرام و یا آشفته، گونه‌های شیمیایی و یا واکنش‌های شیمیایی مدل‌های انتقال حرارت و...
- ۹- تعیین خواص مواد
- ۱۰- تعیین شرایط مرزی
- ۱۱- انتخاب پارامترهای مناسب کنترل‌کننده راه حل
- ۱۲- تعیین شرایط اولیه مناسب
- ۱۳- آنالیز بررسی نتایج به دست آمده
- ۱۴- ذخیره سازی نتایج به دست آمده
- ۱۵- تصحیح شبکه تولید شده و یا تجدید نظر در مورد استفاده از مدل‌های فیزیکی یا عددی بکار رفته

### ۳-۲- جریان مغشوش

آنالیز و پیش بینی رفتار جریان متلاطم که از مسائل اساسی در دینامیک سیالات می‌باشد به وسیله حل تئوری بررسی می‌گردد. مشکل اساسی این روش ناشی از خصوصیات طبیعی پدیده‌های متلاطم مانند آشفتگی و اتفاقی بودن این نوع پدیده‌ها است. به خاطر غیر قابل پیش بینی بودن جریان ناپایدار به ناچار کار با میانگین‌های زمانی ترم‌هایی که ضرایب همبستگی نوسانات جریان در آن‌ها بزرگ‌تر است مرسوم می‌باشد. مدل‌های نیمه تجربی ریاضی برای محاسبه جریان متلاطم معرفی شده است.

این مدل‌ها براساس مطالعات، برای رسیدن به یک قاعده کلی در مورد جریان مغشوش متمرکز بوده که شامل مطالعات فیزیک جریان متلاطم و کاربرد شرایط مخصوص جریان بوده است.

جریان متلاطم جریانی سه بعدی و وابسته به زمان می‌باشد که احتیاج به اطلاعات زیادی برای توضیح خصوصیات مکانیکی جریان دارد. با توجه به تحقیقات گذشته افرادی مانند پرانتل تیلور و ون کارمن کوشش‌هایی برای به دست آوردن مدل‌هایی که پیچیدگی کمتری را داشته و از لحاظ فیزیکی شباهت‌هایی با جریان داشته باشد انجام گردید.

ون کارمن و تیلور (۱۹۳۷) تعریف زیر را برای جریان متلاطم ارائه نمودند. جریان متلاطم مومنتمی نامنظم می‌باشد که در سیالات مانند گازها و یا مایعات در موقعی که از روی یک سطح جامد عبور می‌کنند و یا هنگامی که خطوط جریان از نزدیکی یکدیگر می‌گذرند ایجاد می‌شود.

تعدادی از عوامل اصلی جریان متلاطم عبارتند از: طول زیاد، مقیاس زمانی بزرگ، اعداد رینولدز بالا و جریان کاملاً سه بعدی و وابسته به زمان می‌باشد، جریان متلاطم در مقایسه با جریان آرام دارای بی‌نظمی و نوسانات بیشتری می‌باشد و جریان متلاطم ناپایداری بیشتری نسبت به جریان آرام دارد. در یک جریان واقعی (لزج) ناپایداری‌ها ناشی از برهم کنش ترم‌های بی‌اثر غیرخطی و ترم‌های لزجت که در معادله ناویر استوکس وجود دارند و دارای پیچیدگی‌های زیادی که ناشی از چرخش، سه بعدی و وابسته به زمان بودن این ترم‌ها است، می‌باشد. ماهیت چرخشی و سه بعدی بودن یک جریان متلاطم به طور نزدیکی به هم مرتبطاند و دوام یک گرداب به ادامه یافتن نوسانات ثابت چرخش می‌باشد.

ماهیت وابسته به زمان جریان متلاطم که به دامنه وسیعی از مقیاس‌های زمانی (فرکانس) وابسته است ما را ناچار به این می‌سازد که از روش‌های متوسط‌گیری آماری برای تقریب نوسانات که در یک پدیده اتفاقی می‌باشد، استفاده شود. با توجه به خصوصیات جریان متلاطم گردابه‌های ناشی از جریان مغشوش یک ممنوم چرخشی محلی است که وابسته به مقیاس طولی می‌باشد. همچنین گردابه‌ها روی همدیگر می‌افتد به طوری که گردابه‌های بزرگ‌تر گردابه‌های کوچک‌تر را حمل



می‌کنند. چنانچه محدوده وسیعی از اندازه‌های مختلف موجود باشد، استهلاک انرژی از طریق گرمایی به وسیله لزجت بین مولکول‌ها، از گردابه‌های بزرگ‌تر به گردابه‌های کوچک‌تر صورت می‌گیرد. جریان متلاطم همیشه نمایشگر بالا بودن ضریب پخشیدگی می‌باشد. این ضریب پخشیدگی بزرگ به انتقال توده و ممنوم و انرژی کمک می‌کند. بنابراین شدت تنش ظاهری می‌تواند چندین برابر بزرگ‌تر از مقدار آن در جریان آرام باشد.

بنابراین برای یک جریان متلاطم که ناشی از برهم کنش بین نوسانات ناشی از طول موج‌ها در جهات مختلف می‌باشد معادلات ناویر استوکس نیز خطی می‌باشند.

گرداب در یک محدود طول موج، عامل اصلی انتشار ممنوم می‌باشد. طول موج‌هایی که نزدیک به میانگین جریان می‌باشند بیشترین برهم کنش را با جریان دارند که این امر دلالت دارد بر اینکه گردابه‌های بزرگ به استهلاک انرژی و پخشیدگی جریان کمک می‌کند. در واقع گردابه‌های بزرگ سبب چرخش المان‌های گردابه‌های کوچک می‌گردند و در این چرخش میزان انرژی کاهش می‌گردد. مشخصه اصلی جریان مغشوش، نوسانی بدون میدان سرعت آن می‌باشد. این نوسانات سرعت باعث به هم ریخته شدن کمیت‌های انتقالی مثل ممنوم، انرژی و غلظت (در ترکیبات شیمیایی) می‌شود و در نتیجه این کمیت‌های انتقالی نیز مثل سرعت به صورت نوسانی در می‌آیند. چون این نوسانات دارای اندازه‌های کوچک و فرکانس بالا می‌باشند، لذا شبیه‌سازی آن‌ها به طور مستقیم و با محاسبات کاربردی مهندسی قابل انجام نیست و در عوض باید از میانگین‌گیری زمانی در معادلات استفاده نمود و سعی کرد این اندازه‌های کوچک را از معادلات حذف کرد تا بتوان معادلات اصلاح شده‌ای داشته باشیم؛ که هزینه کمتری برای حل داشته باشند. اما برای بیان این نوسانات در این معادلات اصلاح شده نیاز به تعریف متغیرهای جدیدی خواهد بود، البته می‌توان این متغیرهای جدید را با شیوه‌ها و روش‌های مختلفی تعیین و سپس محاسبه نمود که به این روش‌ها، مدل‌های مغشوش گفته می‌شود.

انواع مدل‌های تلاطم عبارتند از:

۱- مدل صفر معادله‌ای

۲- مدل تک معادله‌ای

۳- مدل دو معادله‌ای

۴- مدل یا قطع جریان

مدل‌های دو معادله‌ای کامل می‌باشند چون حل دو معادله انتقال به صورت جداگانه باعث می‌شود که سرعت اغتشاش و طول مشخصه به صورت مجزا تعیین شوند. کولوموگروف اولین مدل دو معادله‌ای به نام  $k - \omega$  را ارائه داد. بیشترین مطالعه روی این مدل توسط دیلی و هارلو (۱۹۷۰) ولاندر و اسپالدینگ (۱۹۷۲) انجام شد. مدل  $k - \epsilon$  لاندرز، بیشترین مورد استفاده را در مدل‌های تلاطم داشته است. مدل  $k - \epsilon$  استاندارد در این گروه از مدل‌های مغشوش قرار دارد و جزء یکی از قدرتمندترین مدل‌های مغشوش برای مسائل مهندسی محسوب می‌شود. قدرتمندی، اقتصادی بودن محاسبات و داشتن دقت قابل قبول در محدوده وسیعی از جریان‌های مغشوش باعث محبوبیت این مدل در مسائل صنعتی و انتقال حرارت شده است. مدل  $k - \epsilon$  استاندارد یک مدل نیمه تجربی است و معادلات آن براساس مشاهدات تجربی و ملاحظات پدیده شناسی به وجود آمده‌اند.

در این معادلات  $\epsilon$  نرخ اتلاف انرژی سینماتیک است. به طور جداگانه کولوموگروف و استافمن (۱۹۷۰) مدل پیشرفته‌ای از  $k - \omega$  را ارائه دادند که مزایای زیادی نسبت به مدل  $k - \epsilon$  به خصوص در انتگرال‌گیری در زیر لایه‌های لزج و در جریان با گرادیان فشار منفی داشته است.

مدل‌های دو معادله‌ای از محبوب‌ترین مدل‌هایی هستند که در محدوده وسیعی از مطالعات مهندسی کاربرد دارد. این مدل‌ها به طور مستقل معادلات انتقال را برای هر دو حالت مقیاس طولی متلاطم یا هر پارامتر مشابه با آن و انرژی سینماتیک تلاطمی را با هم حل می‌کنند. با داشتن این دو متغیر، مدل‌های دو معادله کامل می‌شوند و احتیاج به اطلاعات بیشتری برای حل یک جریان نیست. مادامی که اطلاعات بیشتری مورد نیاز نیست، مدل‌های دو معادله‌ای برای جریان محدودیت‌هایی

دارند که با این فرض اساسی کار را مختل نمی‌کند. به طور خاص بیشتر مدل‌های دو معادله‌ای بر این فرض اساسی تعادل محلی، که تولید و اتلاف در حالت تعادل قرار دارند. بنابراین مدل‌های دو معادله‌ای وقتی که برای جریان‌هایی که تعادل ندارند استفاده گردد دچار خطا می‌باشد. ولی هنوز در صورتی که از مدل‌های دو معادله‌ای مناسب استفاده گردد جواب‌های قابل قبولی را برای کارهای مهندسی می‌دهد.

به طور عمومی  $\varepsilon$  با اتلاف یا نرخ اتلاف انرژی سینیتیک مغشوش به ازای واحد زمان بیان می‌گردد؛ و  $\omega$  نیز با نرخ پراکندگی انرژی سینیک جریان یا عکس مقیاس زمانی اتلاف مشخص می‌گردد.

اولین فرض اصلی برای مدل‌های دو معادله‌ای اینست که نوسانات جریان متلاطم یعنی پارامترهای  $\bar{u}$ ،  $\bar{v}$ ،  $\bar{w}$  به طور کلی در همه جهات همگن یا برابر است. به طور تلویحی می‌توان گفت که تنش‌های نرمال رینولدز یک نقطه از جریان برابر است.

دومین فرض اساسی در مدل‌های دو معادله‌ای این است که ترم‌های تولید و اتلاف و معادله  $k$  تقریباً به طور محلی با هم برابرند که با فرض تعادل محلی شناخته شده و این فرض در واقع از این که تنش‌های رینولدزی باید در هر نقطه از جریان تخمین زده شود پیروی می‌کند. با استفاده از مقیاس محلی و تنش‌های رینولدزی (در یک نقطه) با یکدیگر جمع می‌شوند و بیشتر مدل‌های دو معادله‌ای با این فرض که تولید و اتلاف در معادله  $k$  برابرند، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

تا زمانی که جریان متلاطم و میانگین جریان به طور نسبی هستند لزجت گردابه‌ای را با توجه به آنالیز ابعادی می‌توان به وسیله تلاطم میانگین جریان تخمین زد. برای مدل  $k - \varepsilon$ :

$$\mu_t \propto \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (1-3)$$

که در آن:

$$\rho = \text{چگالی سیال}$$

$$\mu_t = \text{لزجت گردابه‌ای}$$

چنانچه پارامترهای تولید و اتلاف در یک نقطه در حالت تعادل نباشند، بنابراین نرخ تنش‌های رینولدز به میانگین کرنش‌ها در آن نقطه ثابت نیست و  $\mu_t$  تابعی از جریان متلاطم و میانگین جریان خواهد بود.

راه دیگر فهمیدن فرض تعادل محلی در نظر گرفتن اثر انتقال در جریان متلاطم که اغلب برای تنش‌های رینولدز از این پارامتر غفلت می‌شود. مقیاس‌های محلی برای تخمین تنش‌های رینولدز به کار می‌روند در غیر این صورت تنش‌های رینولدزی وابسته به شرایط محلی و در نظر گرفتن اثرات تاریخی جریان خواهند بود. در جریان‌های پارابولیک اگر تغییرات جریان به طور آرام باشد و مقیاس بالا دست تقریباً مشابه مقیاس محلی متلاطم باشد فرض تعادل برقرار خواهد بود. در جاهایی که فرض تعادل محلی برای محدوده وسیعی از برشی برقرار باشد مدل‌های دو معادله‌ای به خوبی در آن نقاط جواب می‌دهند. مدل‌های دو معادله‌ای برای جریان‌هایی که تغییرات ناگهانی در میانگین کرنش‌ها دارند، جریان‌های که سطح منحنی دارند، جریان‌های چرخشی، جریان‌های لایه لایه‌ای، جریان با جداشدگی و جریان سه بعدی به خوبی جواب می‌دهند.

اولین مرحله برای فرمول در آوردن مدل‌های دو متغیره در مدل  $k - \varepsilon$  توجه به  $\varepsilon$  است. با جمع ترم‌های مدل شده برای معادله  $\varepsilon$  همراه مدل‌های معادله  $k$ ، مدل  $k - \varepsilon$  داده می‌شود. در ادامه معادلات مدل  $k - \varepsilon$  استاندارد آورده شده است:

معادله  $k$  (انرژی جنبشی متلاطم)

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + v_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2-3)$$

معادله  $\varepsilon$  (اتلاف انرژی جنبشی متلاطم)

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} v_t \frac{\varepsilon}{k} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3-3)$$

که در آن داریم:

$$u_i = \text{بردار سرعت}$$

$v_t =$  لزجت سینماتیکی گردابه‌ای

لزجت سینماتیکی گردابه‌ای از مدل کول موگورو-پرانتل<sup>۱</sup> که برای محاسبه ترم تنش رینولدز

مورد استفاده قرار می‌گیرد عبارتست از:

$$v_t = \hat{C}_\mu L \sqrt{k} \quad (4-3)$$

در رابطه فوق  $\hat{C}_\mu$  ضریب انتشار اغتشاش می‌باشد. همچنین اتلاف انرژی جنبشی را می‌توان به صورت

زیر بیان کرد:

$$\varepsilon \propto \frac{u^3}{L} \quad (5-3)$$

در رابطه فوق  $u$  سرعت جریان و  $L$  طول اختلاط می‌باشد. اتلاف انرژی جنبشی را همچنین می‌توان

به صورت زیر نوشت:

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{L} \quad (6-3)$$

که  $C_D$  ضریب ثابتی می‌باشد. اگر  $u = \sqrt{k}$  در نظر گرفته شود و با تلفیق معادلات فوق و با حذف  $L$

خواهیم داشت:

$$v_t = \hat{C}_\mu C_D \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7-3)$$

یا به طور ساده‌تر:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8-3)$$

در معادله فوق  $C_\mu$  ضریب ثابت،  $k$  انرژی جنبشی و  $\varepsilon$  اتلاف انرژی آن می‌باشد. با توجه به لزجت

سینماتیکی گردابه‌ای به دست آمده، در مورد لزجت گردابه‌ای داریم:

$$\mu_t = \frac{\rho C_m k^2}{\varepsilon} \quad (9-3)$$

در معادلات  $k$  و  $\varepsilon$ ، ترم‌های سمت چپ، که شامل ترم‌های نرخ زمانی موضعی یا ترم گذرا و ترم

جابه‌جایی افقی می‌باشد با ترم‌های سمت راست، که شامل ترم پخشیدگی، تولید و اتلاف یا از بین

---

<sup>1</sup> Kolmogorov-Prantl

رفتن تلاطم هست، متعادل می‌گردد. ترم پخشیدگی ناشی از وجود گرادیان کمیت، ترم تولید یا منبع تلاطم بیانگر اندرکنش بین جریان متوسط و آشفته؛ و ترم اتلاف آشفتگی، به خاطر لزجت می‌باشد. ترم‌های جابه‌جایی افقی<sup>۱</sup> و تولید<sup>۲</sup> با معادلات هیدرودینامیک متوسط جریان از طریق  $U_i$  و تغییرات آن در مکان مرتبط بوده که موجب ایجاد تنش متوسط جریان می‌گردد. توجه کنید که لزجت گردابی موضعی به صورت ترم تولید در معادلات و به صورت یک مقدار ثابت در ترم پخشیدگی تلاطم<sup>۳</sup> ظاهر می‌گردد؛ که آن را با ضریب تلاطم صحیح در هر حالت مرتبط می‌کند. نهایتاً انرژی جنبشی تلاطم در معادله انتقال  $k$  با نرخ  $\varepsilon$  اتلاف می‌گردد در حالی که ترم  $C_{\varepsilon 2} \varepsilon^2 / k$  به عنوان ترم چاه برای متعادل کردن معادله انتقال  $\varepsilon$  می‌باشد. (Abbotnd Basco, 1997) مدل استاندارد  $k - \varepsilon$  معمولاً با  $\delta$  ضریب ثابت به کار برده می‌شوند؛ که به وسیله لوندرو اسپالدینگ<sup>۴</sup> (۱۹۷۴) توصیه شده است.

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

$$C_{\mu} = 0.09$$

$$\sigma_k = 1$$

$$\sigma_{\varepsilon} = 1.3$$

$\sigma_k$  و  $\sigma_{\varepsilon}$  به اعداد پرانتل آشفتگی مشهور هستند. معادلات انتقال  $\varepsilon$ ، به ضرایب تجربی  $C_{\varepsilon 1}$  و  $C_{\varepsilon 2}$

بسیار حساس می‌باشند. مقدار ضریب  $C_{\mu}$  بستگی به خواص غیر یکسان موضعی برخی از جریان‌های متلاطم دارد.

یکی دیگر از مدل‌های  $k - \varepsilon$  مدل Realizable می‌باشد که معادلات آن به صورت زیر می‌باشد:

معادله  $k$  (انرژی جنبشی متلاطم)

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (۱۰-۳)$$

<sup>۱</sup> Advection

<sup>۲</sup> Production

<sup>۳</sup> diffusion turbulent

<sup>۴</sup> Launder and Spalding, 1974

معادله  $\varepsilon$  (اتلاف انرژی جنبشی متلاطم)

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_1 \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} \quad (11-3)$$

که در آن:

$$\mu = \text{لزجت جنبشی}$$

$$\rho = \text{چگالی سیال}$$

$$\sigma_k \text{ و } \sigma_\varepsilon = \text{اعداد پیرانتل مغشوش برای } k \text{ و } \varepsilon$$

$G_k =$  انرژی سینماتیکی مغشوش تولیدی ناشی از گرادیان سرعت می باشد و برابر است با:

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (12-3)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (13-3)$$

که ضرایب آن عبارتست از:

$$\gamma = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

$$C_1 = \max(0.43, \frac{\gamma}{\gamma + 5})$$

$$C_2 = 1.92$$

$$\sigma_k = 1$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.2$$

### ۳-۳- مدل دو فازي [۲۷-۲۸-۲۹]

مهمترین علامت مشخصه جریانهای دوفازی وجود مشترک بودن بین فازهای گاز و مایع می باشد. این فصل مشترک دارای اشکال مختلفی می باشد. تقریباً امکان پیدایش یک دامنه نامحدود از فصل مشترک مختلف بین دو فاز وجود دارد اما عموماً تأثیر کشش سطحی بین دو فاز منجر به پیدایش فصلهای مشترک مختلف منحنی شکل شده که نهایتاً تمامی آنها تبدیل به اشکال کروی (نظیر قطرهها و حبابها) می شوند. در حالت کلی با طبقه بندی انواع حالات توزیع فصل مشترک بین دو فاز

گاز و مایع که اصطلاحاً رژیم‌های جریان یا الگوی جریان نامیده می‌شوند می‌توان به توضیح و تفسیر این نوع جریان‌ها پرداخت. باید توجه داشت که این رژیم‌های جریان معمولاً به وسیله موقعیت و شکل هندسی خط لوله و جهت جریان و خواص فیزیکی و شدت جریان هر یک از فازها و شار حرارتی وارد بر دیواره لوله تحت تأثیر قرار می‌گیرند. لازم به ذکر است که علیرغم کوشش‌های بسیار زیادی که برای طبقه‌بندی رژیم جریان‌های دو فاز به عمل آمده است با وجود تمامی این روش‌های به شدت کیفی، اغلب مطابق نقطه نظرات شخصی محققین می‌باشند به طوری که تاکنون رژیم‌های جریان مختلفی تعریف گردیده و دامنه گسترده‌ای از اسامی برای این منظور مورد استفاده قرار گرفته است. در ادامه دو روش مبنا و قابل دسترس در نرم‌افزار فلوئنت، معرفی می‌شود.

### ۳-۳-۱- مدل اوپلری

مدل چند فازی اولری اجازه مدل سازی فازهای چندگانه مجزا با بر هم کنش فازها را می‌دهد. فازها می‌تواند مایع، گاز یا جامد و یا ترکیبی از این‌ها باشد. مدل اولری پیچیده‌ترین مدل چند فازی در نرم‌افزار فلوئنت است. این مدل معادلات ممنتوم و پیوستگی را برای هر فاز حل می‌کند. ارتباط این معادلات از طریق فشار و ضرایب تبادل بین فازی صورت می‌گیرد و این ارتباط به نوع فازها بستگی دارد. به عنوان مثال برای جریان دانه‌ای متفاوت با جریان غیردانه‌ای می‌باشد. برای جریان‌های دانه‌ای، خواص از به کارگیری تئوری سینتیک به دست می‌آیند. تبادل ممنتوم میان فازها نیز به نوع مخلوطی که باید مدل شود بستگی دارد. کاربرد مدل چند فازی اوپلری برای ستون‌های حبابی، رایزرها، سوسپانسیون‌های ذره‌ای، بستر سیال و غیره می‌باشد.

اگر توزیع گسترده‌ای از فاز پراکنده داشته باشیم مثلاً اگر اندازه ذرات فرق کند و ذرات نتوانند از میدان جریان اولیه جدا شوند، مدل مخلوط ترجیح داده می‌شود، چون هزینه‌ی محاسباتی کمتر می‌باشد. اگر فاز پراکنده در بخشی از دامنه غلیظ باشد، باید مدل اوپلری انتخاب شود.

اگر شما می‌خواهید یک مسأله ساده‌تر که نیاز به محاسبات کمتری دارد را حل کنید، مدل مخلوط



گزینه‌ی بهتری است، چون تعداد معادلات کمتری نسبت به مدل اولری حل می‌کند. وقتی دقت مهم‌تر از میزان محاسبات است، مدل اولری انتخاب بهتری است. به خاطر داشته باشید که مدل اولری به خاطر پیچیدگی نسبت به مدل مخلوط از نظر محاسباتی پایداری کمتری دارد.

### ۳-۳-۲- مدل مخلوط

در این مدل همانند مدل اولری، فازها به عنوان یک محیط پیوسته‌ی در هم نفوذ کننده در نظر گرفته شده و معادلات ممنتوم برای مخلوط حل و از سرعت‌های نسبی جهت تشریح فازهای پراکنده استفاده می‌شود. مدل مخلوط برای جریان‌های پر ذره با بار کم، جریان حبابی، ته نشینی و جداکننده سیکلونی به کار برده می‌شود. مدل مخلوط را همچنین می‌توان بدون سرعت‌های نسبی برای فاز پراکنده، جهت مدل کردن جریان چند فازی یکنواخت نیز استفاده کرد.

مدل مخلوط، یک مدل چند فازی ساده شده است که می‌تواند برای مدل کردن جریان‌های چند فازی که فازها با سرعت‌های مختلف حرکت می‌کنند، مورد استفاده قرار گیرد. در این مدل فرض می‌شود که فازها دارای تعادل موضعی در مقیاس‌های طولی فضایی کوتاه هستند. این می‌تواند تأثیر فازها بر هم دیگر را در نظر بگیرد. همچنین برای مدل کردن جریان‌های چند فازی همگن شدیداً تأثیر گذار روی هم دیگر که سرعت حرکت فازها یکسان است نیز استفاده می‌شود. به علاوه از مدل مخلوط می‌توان برای محاسبه‌ی لزجت غیر نیوتنی استفاده کرد. مدل مخلوط می‌تواند فاز را با حل معادلات ممنتوم، پیوستگی و انرژی برای مخلوط، معادلات کسر حجمی برای فازهای ثانویه، روابط جبری برای سرعت‌های نسبی مدل کند. مدل مخلوط، جانشین خوبی برای مدل چند فازی اولری در چندین حالت است. مواقعی که یک توزیع پهنی از فازهای دانه‌ای وجود دارد یا وقتی قوانین بین فازی نامعلوم یا اعتبار آن‌ها زیر سوال می‌باشد، مدل چند فازی کامل عملی نمی‌باشد. یک مدل ساده‌تر مشابه مدل مخلوط می‌تواند به خوبی مدل چند فازی کامل عمل کند در حالی که تعداد متغیرهای کمتری نسبت به مدل چند فازی کامل را حل می‌کند.

معادله‌ی پیوستگی برای مخلوط عبارت است از:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{V}_m) = 0 \quad (14-3)$$

که در آن  $\vec{V}_m$  سرعت جرمی متوسط<sup>۱</sup> است.

$$\vec{V}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{V}_k}{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k} \quad (15-3)$$

و  $\rho_m$  چگالی مخلوط است.

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (16-3)$$

که داریم:

$$\alpha_k = \text{کسر حجمی فاز } k$$

$$\rho_k = \text{چگالی فاز } k$$

$$\vec{V}_k = \text{سرعت جرمی متوسط فاز } k$$

معادله ممنتوم مخلوط از مجموع معادلات ممنتوم منفرد همه‌ی فازها به دست می‌آید و

می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{V}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{V}_m \vec{V}_m) = -\nabla P + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{V}_m + \nabla \vec{V}_m^T)] + \nabla \cdot \left( \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{V}_{dr,k} \vec{V}_{dr,k} \right) \quad (17-3)$$

که در آن:

$$n = \text{تعداد فازها}$$

$$\vec{F} = \text{نیروی حجمی}$$

<sup>1</sup> Mass-averaged velocity

$g =$  شتاب جاذبه گرانش

$\nabla P =$  گرادیان فشار

$\mu_m =$  لزجت مخلوط می‌باشد و برابر است با:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (18-3)$$

معادله‌ی انرژی مخلوط شکل زیر را به خود می‌گیرد:

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^n (\alpha_k \rho_k E_k) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^n (\alpha_k \vec{v}_k (\rho_k E_k + P)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_E \quad (19-3)$$

که  $k_{eff}$  ضریب هدایت موثر  $\sum \alpha_k (k_k + k_t)$ ، ضریب هدایت حرارتی اغتشاش، تعریف شده مطابق مدل اغتشاش مورد استفاده است.

ترم اول سمت راست معادله ی (۱۸-۱) بیانگر انتقال ناشی از هدایت و ترم دوم ( $S_E$ ) انرژی تولیدی منبع حرارتی حجمی است.

در معادله (۸)،  $P$  فشار سیال،  $T$  دمای سیال و  $E_k$  برای فاز تراکم پذیر به صورت زیر می‌باشد:

$$E_k = h_k - \frac{P}{\rho_k} + \frac{V_k^2}{2} \quad (20-3)$$

برای فاز تراکم پذیر، و برای فاز تراکم ناپذیر  $E_k = h_k$  که  $h_k$  آنالپی مشهود<sup>۱</sup> فاز  $k$  است.

سرعت نسبی (که به سرعت لغزش هم شناخته شده) به عنوان سرعت فاز ثانویه ( $p$ ) نسبت به

سرعت فاز اولیه ( $q$ ) تعریف می‌شود:

$$\vec{V}_{pq} = \vec{V}_p - \vec{V}_q \quad (21-3)$$

کسر جرمی هر فاز ( $k$ ) به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_k = \alpha_k \rho_k / \rho_m \quad (22-3)$$

سرعت راندگی و سرعت نسبی  $\vec{V}_{pq}$  با رابطه ی زیر به هم مربوط می شوند:

---

<sup>1</sup> Sensible enthalpy

$$\vec{V}_{dr,p} = \vec{V}_{pq} - \sum_{k=1}^n C_k \vec{V}_{qk} \quad (23-3)$$

فرض اصلی مدل مخلوط لغزش در فلوئنت استفاده از یک رابطه‌ی جبری برای سرعت نسبی، براساس تعادل میان فازها در یک مقیاس طولی فضایی کوتاه می‌باشد. رابطه‌ی سرعت نسبی، به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$\vec{V}_{pq} = \frac{\tau_p (\rho_p - \rho_m)}{f_{drag} \rho_p} \vec{a} \quad (24-3)$$

که در آن  $\tau_p$  زمان آسایش ذره<sup>۱</sup> است:

$$\tau_p = \rho_p d_p^2 / 18\mu_q \quad (25-3)$$

و سایر پارامترها عبارتست از:

$$d_p = \text{قطر ذرات (یا قطرات یا حبابها) فاز پراکنده p}$$

$$\rho_p = \text{چگالی فاز p}$$

$$\mu_q = \text{لزجت فاز q}$$

$$\vec{a} = \text{شتاب ذرات فاز ثانویه می‌باشد و برابر است با:}$$

$$\vec{a} = \vec{g} - (\vec{V}_m \cdot \nabla) \vec{V}_m - \frac{\partial \vec{V}_m}{\partial t} \quad (26-3)$$

تقریباً تمامی تعاریف موجود برای  $f_{drag}$  شامل ضریب دراگ ( $C_D$ ) است که بر مبنای عدد رینولدز ( $Re$ ) محاسبه می‌شود. وقتی شما یک مدل چند فازی با وجود لغزش را حل می‌کنید، می‌توانید مستقیماً فرمولاسیونی برای تابع دراگ در نظر بگیرید. از جمله فرمولاسیونهای قابل دسترس برای تابع دراگ عبارتست از:

۱- Schiller-Naumann

۲- Morsi-Alexander

۳- متقارن

<sup>1</sup> Particle relaxation time

مدل Schiller-Naumann:

$$f = C_D Re / 24 \quad (27-3)$$

که در آن:

$$C_D = \begin{cases} 24(1 + 0.15Re^{0.687}) / Re & Re \leq 1000 \\ 0.44 & Re > 1000 \end{cases} \quad (28-3)$$

عدد رینولدز مربوط است. عدد رینولدز مربوط برای فاز اولیه  $q$  و فاز ثانویه  $p$  از رابطه زیر به

دست می‌آید:

$$Re = (\rho_q |\vec{V}_p - \vec{V}_q| d_p) / \mu_q \quad (29-3)$$

مدل Morsi-Alexander:

$$f = C_D Re / 24 \quad (30-3)$$

که در آن:

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (31-3)$$

که  $Re$  با معادله تعریف می‌شود. ثوابت  $a_1$ ،  $a_2$  و  $a_3$  به صورت زیر تعریف می‌شوند:

جدول (۱-۳) ثوابت به ازای رینولدزهای متفاوت

Re	$a_1$	$a_2$	$a_3$
$0 < Re < 0.1$	0	24	0
$0.1 < Re < 1$	3.69	22.73	0.0903
$1 < Re < 10$	1.222	29.1667	-3.8889
$10 < Re < 100$	0.6167	46.5	-116.67
$100 < Re < 1000$	0.3644	98.33	-2778
$1000 < Re < 5000$	0.357	148.62	-47500
$5000 < Re < 10000$	0.46	-490.546	578700
$Re > 10000$	0.5191	-1662.5	5416700

مدل Morsi و Alexander کامل‌ترین است و تابع دراگ را در محدوده وسیعی از اعداد رینولدز

محاسبه می‌کند اما شبیه‌سازی با این مدل ممکن است نسبت به مدل‌های دیگر کمتر پایدار باشد.

مدل متقارن

$$\tau_{pq} = ((\alpha_p \rho_p + \alpha_q \rho_q) \left(\frac{d_p + d_q}{2}\right)^2) / (18(\alpha_p \mu_p + \alpha_q \mu_q)) \quad (32-3)$$

که:

$$f = C_D Re / 24 \quad (33-3)$$

که در آن:

$$C_D = \begin{cases} 24(1 + 0.15Re^{0.687}) / Re & Re \leq 1000 \\ 0.44 & Re > 1000 \end{cases} \quad (34-3)$$

Re با معادله (۲۹-۱) تعریف می‌شود.

برای جریان‌های که در آن‌ها فاز ثانویه (پراکنده) در یک ناحیه از دامنه به عنوان فاز اولیه (پیوسته) نسبت به فاز دیگر حاکم است، مدل متقارن توصیه می‌شود. بنابراین برای یک فاز پراکنده‌ی منفرد به عنوان مثال اگر هوا به کف یک ظرفی که نصف آن از آب پر شده است تزریق شود، هوا در نیمه‌ی پایین ظرف، فاز پراکنده و در نیمه بالای ظرف، فاز پیوسته است. همچنین از این مدل می‌توان برای برهم کنش میان فازهای ثانویه استفاده کرد.

ساده‌ترین فرمولاسیون لغزش، رابطه‌ی جبری است که مدل شار راندگی<sup>۱</sup> نیز نامیده می‌شود که در آن شتاب ذره با نیروی گریز از مرکز<sup>۲</sup> و زمان آسایش ذره جهت در نظر گرفتن وجود ذرات دیگر اصلاح شده است. در جریان‌های مغشوش، سرعت نسبی باید حاوی ترم نفوذ ناشی از پراکندگی ظاهر شده در معادله‌ی ممنتوم برای فاز پراکنده باشد. نرم افزار این پراکندگی را به سرعت نسبی به صورت زیر اضافه می‌کند:

<sup>۱</sup> Drift flux model

<sup>۲</sup> Centrifugal force

$$\vec{V}_{p,q} = \frac{d_p^2 (\rho_p - \rho_m)}{f_{drag} 18\mu_q} \vec{a} - \frac{v_m}{\alpha_p \sigma_D} \nabla_{\alpha q} \quad (35-3)$$

که در آن ( $v_m$ ) لزجت اغتشاش مخلوط و ( $\sigma_D$ ) ضریب پراکندگی پراوتل است.

### ۳-۴- الگوریتم حل مسئله [۲۷-۳۰]

در فلوئنت برای حل معادلات فیزیکی (پیوستگی، ممنوم، انرژی و...) از روش حجم محدود استفاده می‌شود. در روش حجم محدود از معادلات فیزیکی در شکل انتگرالی و در روش اختلاف محدود از شکل دیفرانسیلی استفاده می‌شود. دو شیوه کلی برای حل معادلات، حل بر پایه چگالی<sup>۱</sup> و حل بر پایه فشار<sup>۲</sup> می‌باشد. هر دو حل کننده گستره وسیعی از جریان‌ها را به خوبی حل می‌کند، اما ممکن است در بعضی از حالت‌ها، استفاده از یکی باعث بهتر حل شدن مسئله شود. در هر دو شیوه حل کننده، میدان جریان از حل معادلات ممنوم به دست می‌آید.

در حل کننده بر پایه چگالی از معادله پیوستگی برای به دست آوردن میدان چگالی و از معادله حالت برای مشخص کردن میدان فشار استفاده می‌شود. در حالی که در روش حل بر پایه فشار، میدان فشار از معادله تصحیح فشار که از دستکاری معادله‌های ممنوم و پیوستگی حاصل می‌شود به دست می‌آید. این روش در جریان‌های غیر قابل تراکم و نسبتاً تراکم پذیر به کار می‌رود در حالی که روش حل بر پایه فشار بیشتر برای جریان‌های قابل تراکم سرعت بالا مناسب می‌باشد به طور مثال این حل کننده موج ضربه‌ای را بهتر شبیه‌سازی می‌کند. در این حل کننده از دو نوع فرمول بندی به منظور حل استفاده می‌شود:

۱- صریح<sup>۳</sup>

۲- ضمنی<sup>۴</sup>

<sup>1</sup> Density Based

<sup>2</sup> Pressure Based

<sup>3</sup> Explicit

<sup>4</sup> Implicit

هر دو فرمول بندی و به ترتیب معادلات سایر کمیت‌های اسکالر مثل مغشوشیت و یا کمیت‌های تشعشعی را حل می‌کند. اختلاف این دو نوع فرمول بندی از هم شیوه خطی کردن معادلات کوپل شده به هم می‌باشد. روش ضمنی به واسطه داشتن مشخصه‌های پایداری بیشتر می‌تواند سریع‌تر از روش صریح به حل پایدار و همگرا برسد. اما روش ضمنی نسبت به شیوه صریح به حافظه بیشتری نیاز دارد.

برای بسط روش در ابتدا فرض می‌شود که میدان سرعت به نوعی معلوم باشد. به طور کلی، میدان سرعت به هر حال مجهول می‌باشد و در طول فرآیندهای حل روی هم رفته با سایر متغیرهای جریان، پدیدار می‌شود.

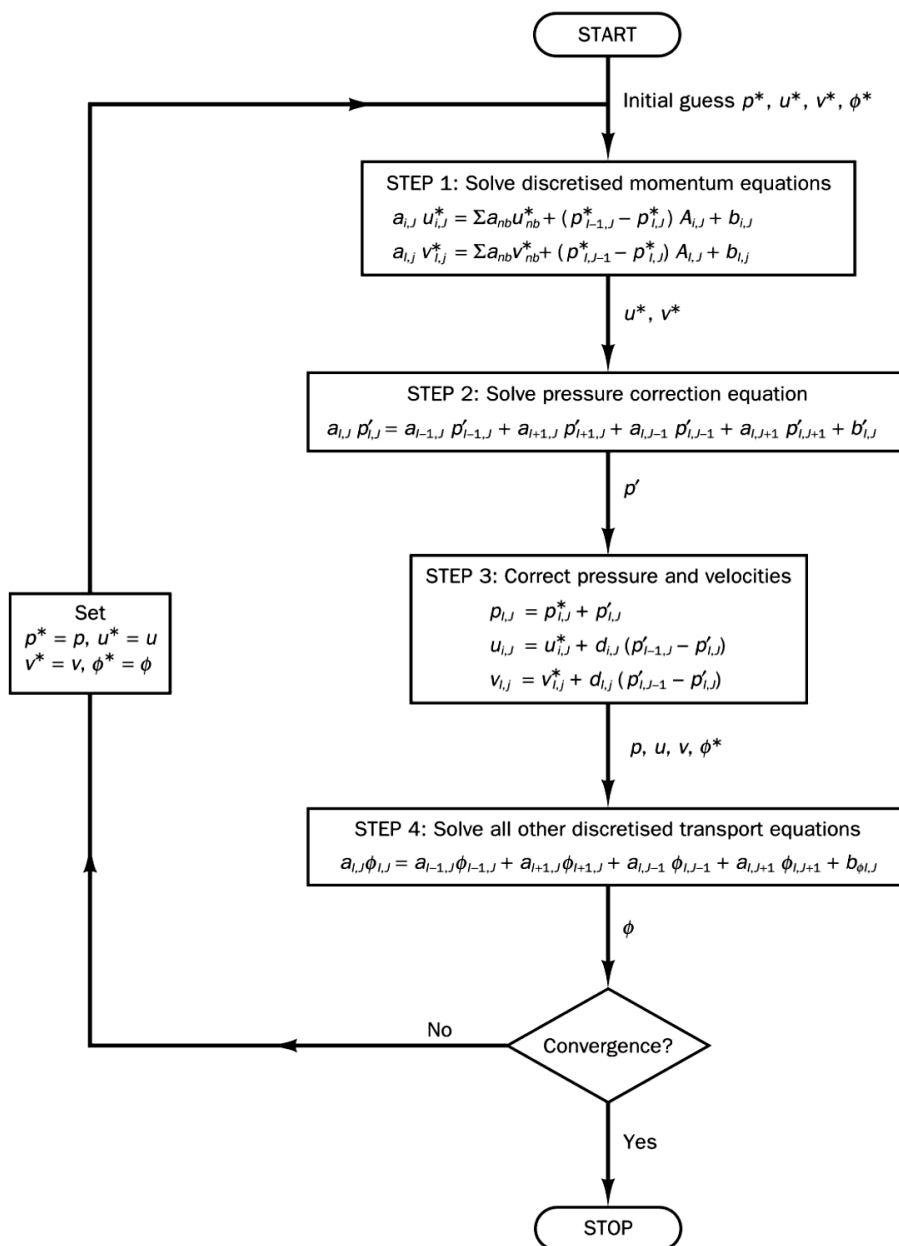
روش‌های محاسبه جریان در حل بر پایه فشار شامل Simple، Simplec، PISO می‌باشد. این روش‌ها معادلات حاکم بر مسئله را به صورت مجزا از یکدیگر حل می‌کند. مقایسه‌ها نشان می‌دهد که عملکرد هر الگوریتم بستگی به شرایط جریان دارد، درجه و میزان کوپل شدن معادله اندازه حرکت با معادلات اسکالر، برای مثال در جریان‌های احتراق به دلیل پیروی چگالی از غلظت و درجه حرارت نیز به اندازه مادون رهایی استفاده شده و بعضی مواقع حتی به جزییات مربوط به روش عددی استفاده شده برای حل معادلات جبری بستگی دارد. به طور کلی در حالت دایم از روش‌های Simple یا Simplec استفاده می‌شود در حالی که روش PISO برای حالت غیر دایم یا گذرا پیشنهاد می‌شود. البته ممکن است روش PISO در حالت‌های دائم و یا گذرای که شبکه بسیار موربی دارند نیز مناسب باشد.

### ۳-۴-۱- الگوریتم Simple

این الگوریتم اولین بار توسط پاتانکار و اسپالدینگ (۱۹۷۲) مطرح شد و به طور اساسی یک روش حدس و تصحیح برای محاسبه فشار در شبکه جابه‌جا شده می‌باشد. برای شروع فرآیند محاسبه Simple، یک میدان فشار  $P^*$  حدس زده می‌شود. معادلات گسسته اندازه حرکت با استفاده از فشار



حدسی حل می‌شوند. این الگوریتم روشی برای محاسبه فشارها و سرعت‌ها می‌باشد، که یک روش تکراری است و هنگامی که سایر مقادیر اسکالر به معادلات اندازه حرکت مرتبط می‌شود لازم است محاسبه به طور منظم انجام شود. مراحل مربوط به عملکرد یک روش CFD که از الگوریتم Simple استفاده می‌کند در شکل (۱-۳) نشان داده شده است.



شکل (۱-۳) الگوریتم Simple

### ۳-۴-۲ - الگوریتم Simplec

الگوریتم Simplec ون در دورمال و رایتهبی (۱۹۸۴) از همان مراحل الگوریتم Simple پیروی می‌کند، با این تفاوت که معادلات اندازه حرکت دستکاری شده است. به طوری که در استخراج معادلات تصحیح سرعت در الگوریتم Simplec، بخش‌های حذف شده اهمیت کمتری نسبت به بخش‌های حذف شده در Simple را دارد. روند عملکردهای الگوریتم Simplec با Simple یکسان می‌باشد. در روش Simplec برای کمک به بهبود همگرایی حل، فاکتور زیر تخفیف اصلاح فشار برابر یک فرض می‌شود، بنابراین در مسائل نسبتاً ساده اغلب استفاده از روش Simplec باعث تسریع همگرایی نسبت به روش Simple می‌شود. اما در برخی مسائل به ویژه مسایلی که شبکه‌هایشان دارای مقادیر Skewness بالا می‌باشند بزرگ بودن فاکتور زیر تخفیف اصلاح باعث ناپایداری حل می‌شود. در مسائل پیچیده‌ای که دارای تلاطم یا سایر مدل‌های اضافی دیگر می‌باشند، فقط هنگامی که ارتباط فشار-سرعت محدود شده باشد، استفاده از روش Simplec باعث تسریع در همگرایی می‌شود.

### ۳-۴-۳ - الگوریتم PISO

الگوریتم PISO یک روش محاسبه سرعت-فشار می‌باشد؛ که اساساً برای محاسبه غیر تکرار جریان‌های تراکم پذیر گذرا بکار می‌رود. این روش به طور موفقیت آمیز برای حل تکراری مسایل حالت نیز سازگار می‌باشد. روش PISO جزیی از خانواده الگوریتم‌های Simple بوده که براساس مرتبه بالاتر تقریب ارتباط بین تصحیحات فشار و سرعت توسعه یافته است. یکی از محدودیت‌های الگوریتم‌های Simple و Simplec این است که پس از حل معادله تصحیح فشار، سرعت‌های جدید و شارهای متناظر با آن نمی‌تواند معادله ممنتوم را ارضا کند. در نتیجه محاسبات آن قدر باید تکرار شود تا تعادل ممنتوم برقرار گردد. برای بهبود اثر این محاسبات، الگوریتم PISO دو راهکار تصحیح

همسایه<sup>۱</sup> و تصحیح تابیدگی<sup>۲</sup> را پیشنهاد می‌کند و در واقع بسط روش Simple با یک مرحله تصحیح اضافی می‌باشد.

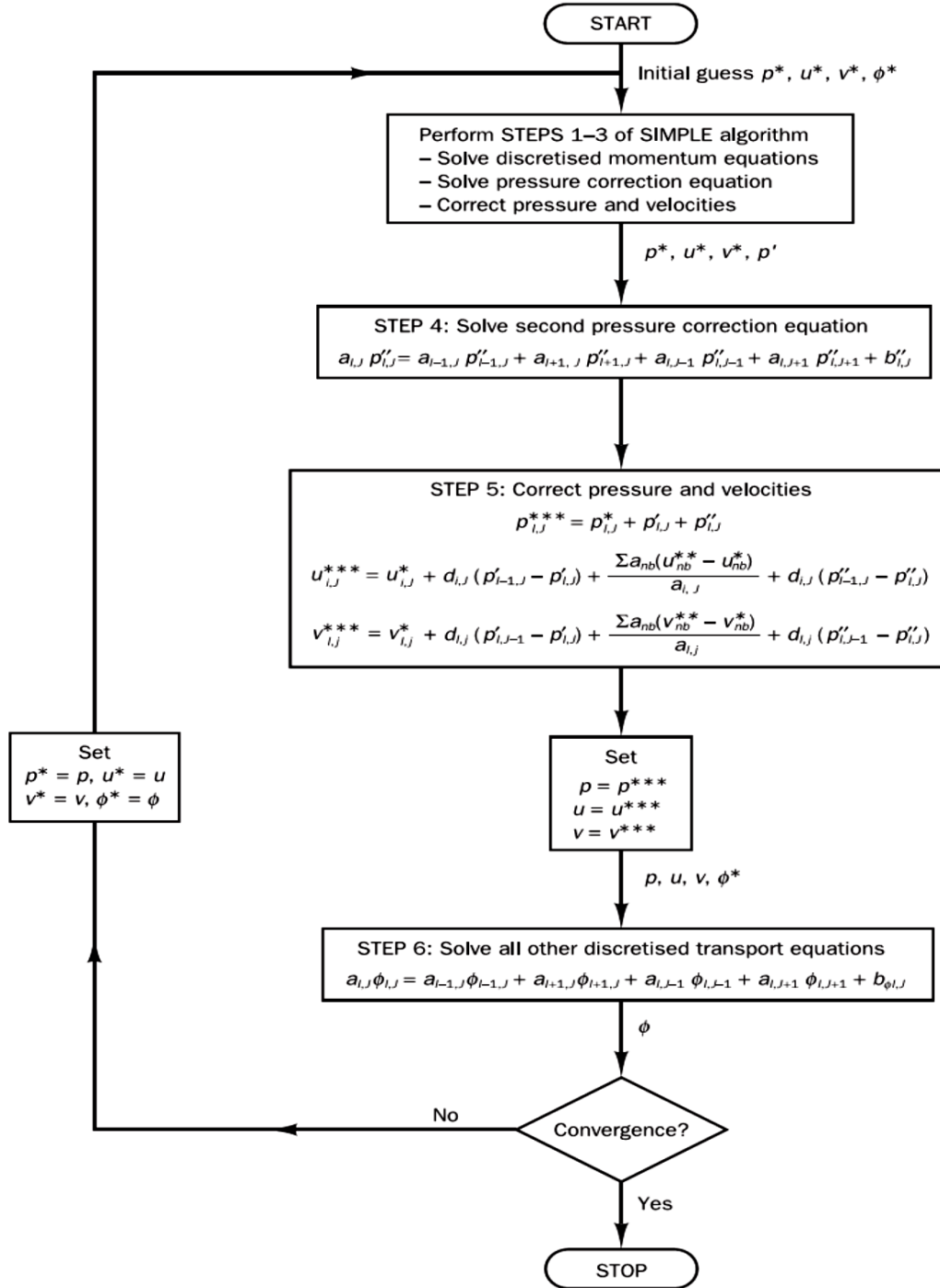
مقایسه کلی و جامع روش‌های Simplec و PISO برای یک متغیر از مسایل جریان دایم، توسط جان و همکارانش (۱۹۸۶) نشان داده شده است. به طوری که مسایلی که معادلات اندازه حرکت به یک متغیر اسکالر کوپل نشده است، الگوریتم PISO رفتار همگرایی قوی‌تری دارد و مراحل محاسباتی کمتری نسبت به Simplec نیاز دارد. همچنین مشاهده شد که وقتی متغیرهای اسکالر به طور بسته با سرعت‌ها مرتبط می‌شوند، PISO مزیت قابل توجهی نسبت به روش‌های دیگر ندارد.

با توجه به اینکه جریان به صورت غیر ماندگار مدل‌سازی می‌گردد از الگوریتم کوپل کننده فشار-سرعت به روش PISO که برای جریان‌های گذرا (غیر ماندگار) توصیه شده، استفاده گردید. در تمام مسائل جریان گذرا و غیر دائم به خصوص هنگامی که گام‌های زمانی بزرگ استفاده می‌شود، روش PISO به همراه گزینه تصحیح همسایه بسیار خوب عمل می‌کند. در صورتی که گام زمانی بزرگ‌تر باشد و فاکتور زیر تخفیف معادلات فشار و ممنتوم برابر ۱ باشند می‌توان در روش PISO یک حل پایدار داشت. البته در مسائل حالت دائم روش PISO با گزینه تصحیح همسایه مزیت خاصی نسبت به روش‌های Simple و Simplec که دارای فاکتورهای زیر تخفیف مناسب می‌باشند، ندارد. در شبکه‌هایی که دارای انحراف مقدار Skewness بالا می‌باشند، استفاده از روش PISO به همراه گزینه تصحیح تابیدگی هم در جریان‌های حالت دائم و هم در جریان‌های غیر دائم گذرا توصیه می‌شود. در شکل (۲-۳) مراحل مربوط به یک حل عددی که از الگوریتم PISO استفاده کرده است را نشان می‌دهد.

---

<sup>1</sup> Nighbor Correction

<sup>2</sup> Skewness Correction



شكل (٢-٣) الگوریتم PISO

## فصل چهارم

# شبیه‌سازی و تحلیل نتایج

در فصل دوم به معرفی و توضیح عملکرد کوپلینگ هیدرولیکی و اهمیت آن در صنعت پرداخته شد. با توجه به اهمیتی که این وسیله در صنعت دارد (به خصوص نیروگاه‌ها)، لزوم بررسی جریان و تلفات درون آن امری ضروری است. کارهای صورت گرفته در این زمینه را براساس نوع تحقیق به سه دسته تجربی (آزمایشگاهی)، عددی و تحلیلی دسته بندی شدند. کارهای تحقیقاتی تحلیلی دارای ارزش بیشتری نسبت به کارهای عددی می‌باشند اما از آنجایی که تحقیقات تحلیلی صورت گرفته در مورد کوپلینگ‌های کاملاً پر دارای ارزش می‌باشد و در مدل مورد بررسی ما جریان سیال در حالت دو فازی قرار دارد به ناچار از حل عددی استفاده می‌شود. با توجه به جریان پیچیده درون کوپلینگ بهترین گزینه پیش رو به منظور حل عددی جریان استفاده از نرم‌افزار فلونت می‌باشد، که تحقیقات قبلی صورت گرفته توسط نرم‌افزار، حاکی از انطباق بالای نتایج حاصله از این نرم‌افزار با نتایج تجربی می‌باشد.

جریان درون کوپلینگ موردنظر در حالت دوفازی و به صورت ترکیبی از هوا و روغن می‌باشد. تحقیقات صورت گرفته در این زمینه حکایت از تلاطم جریان درون کوپلینگ دارند که در بین انواع مدل‌های شبیه‌سازی جریان متلاطم، مدل  $k - \epsilon$  به خوبی توانسته شبیه‌سازی را انجام دهد.

#### ۴-۱- داده‌های مسئله

مدل مورد نظر شامل دو کوپلینگ هیدرولیکی مورد استفاده در نیروگاه می‌باشد؛ که به صورت موازی نسبت به همدیگر قرار گرفته‌اند. مجموعه دارای توان ورودی  $1750 \text{ Kw}$  و توان خروجی  $1337 \text{ Kw}$  می‌باشد، که توان ورودی و خروجی هر یک از کوپلینگ‌ها به نصف کاهش پیدا می‌کند. همان‌طور که پیش از این نیز اشاره شد، کوپلینگ هیدرولیکی دارای دو جزء پمپ و توربین می‌باشد که پمپ به عنوان ورودی و توربین به عنوان خروجی مجموعه شناخته شده است. پمپ مجموعه با ۴۵ پره و سرعتی برابر  $1000 \text{ rpm}$  و توربین با ۴۳ پره و سرعتی حدود  $980 \text{ rpm}$  دوران می‌نماید. در این حالت لغزش که برابر نسبت سرعت توربین به پمپ می‌باشد برابر  $0/98$  می‌باشد. حجم روغن مورد نیاز

مجموعه ۱۷۵ لیتر می باشد که سهم هر یک از کوپلینگ ها ۸۷/۵ لیتر می شود، از طرفی حجم کل هر کوپلینگ هیدرولیکی ۱۳۱/۲۵ لیتر می باشد؛ بنابراین حجمی از کوپلینگ که توسط هوا اشغال می شود ۴۳/۷۵ لیتر هست؛ که نسبت فاز هوا به کل مخلوط ۳۳/۳٪ می باشد. روغن مورد استفاده در کوپلینگ حساس به دما و لزجت آن با تغییرات دمای جریان تغییرات قابل ملاحظه ای دارد. در جدول (۴-۱) مشخصات روغن استفاده شده بیان شده است.

روغن مورد استفاده در کوپلینگ حساس به دما و لزجت آن با تغییرات دمای جریان، تغییرات قابل ملاحظه ای دارد. در جدول (۴-۲) میزان تغییرات لزجت با دما را برای روغن استفاده شده نشان داده است.

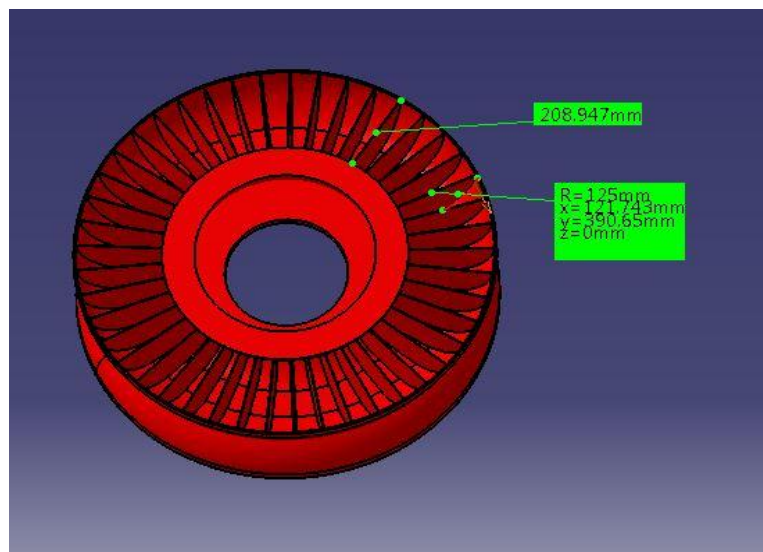
جدول (۴-۱) ویژگی های روغن استفاده شده در کوپلینگ هیدرولیکی

خواص روغن	چگالی ( $\text{kg/m}^3$ )	لزجت ( $\text{kg/m.s}$ )	ظرفیت حرارتی ویژه	رسانندگی گرمایی
			(j/kg. K)	(W/m. K)
مقادیر	۸۷۰	۰/۰۱	۱۹۹۳	۰/۱۴۳

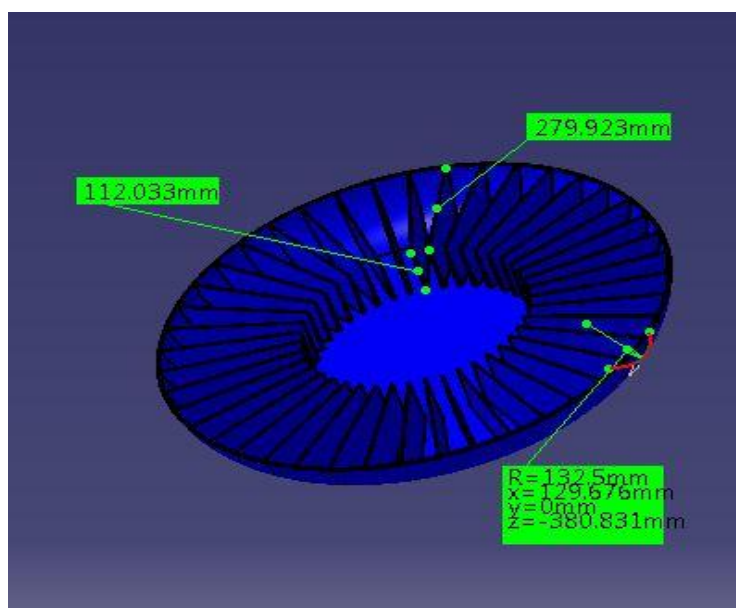
جدول (۴-۲) میزان تغییرات لزجت با دما در انواع روغن مورد استفاده در کوپلینگ هیدرولیکی

Shell Tellus Oil T	15	22	32	37	46	68	100
ISO Oil Type	HV	HV	HV	HV	HV	HV	HV
Kinematic Viscosity							
@ -20°C $\text{mm}^2/\text{s}$	340	695	1300	1690	2350		
40°C $\text{mm}^2/\text{s}$	15	22	32	37	46	68	100
100°C $\text{mm}^2/\text{s}$	3.7	4.8	6.1	6.8	7.9	10.5	14.0
[ASTM D 445]							

به منظور شبیه سازی جریان درون کوپلینگ در ابعاد سه بعدی به مدل سازی مجموعه با استفاده از نرم افزار گمبیت پرداخته می شود. ابعاد اصلی کوپلینگ انتخاب شده جهت مدل سازی در جدول (۴-۳) آورده شده است. اشکال (۴-۱) و (۴-۲) نمای سه بعدی را به همراه ابعاد اصلی به ترتیب برای پمپ و توربین را نشان می دهد؛ تا با فضای مسئله آشنایی بیشتری پیدا شود.



شکل (۱-۴) فضای سه بعدی به همراه ابعاد اصلی پمپ



شکل (۲-۴) فضای سه بعدی به همراه ابعاد اصلی توربین

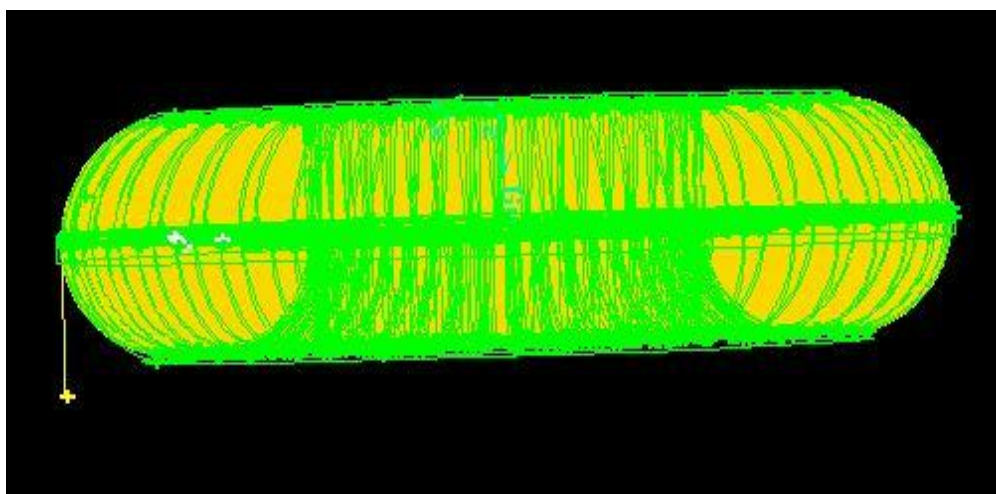
جدول (۳-۴): ابعاد چرخ پمپ و توربین کوپلینگ

چرخ توربین	چرخ پمپ	ابعاد
۵۱۴	۵۱۰	قطر خارجی (mm)
۲۲۶	۱۵۰	قطر داخلی (mm)
۱۲۳.۵	۱۱۵	ارتفاع (mm)
۲.۵	۵	ضخامت پوسته (mm)



## ۲-۴- مدل سازی هندسی و شبکه بندی

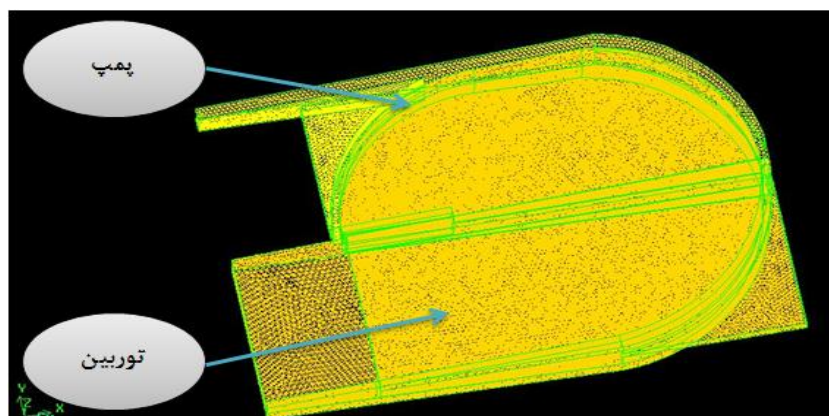
طبق اطلاعات نمونه کوپلینگ مورد استفاده در نیروگاه و ابعاد در دسترس به طراحی و مش بندی کوپلینگ پرداخته می شود. به منظور تهیه مدل مورد نیاز برای حل از نرم افزار گمبیت<sup>۱</sup> که سازگاری بالایی با نرم افزار فلونت دارد استفاده می شود. در شکل (۳-۴) مدل طراحی شده با این نرم افزار به نمایش آمده است.



شکل (۳-۴) کوپلینگ هیدرولیکی طراحی شده با نرم افزار فلونت

کوپلینگ مورد نظر دارای شعاع ۰.۵۱۵ متر می باشد که با توجه به تقارن هندسی کوپلینگ، ابعاد بزرگ هندسه و بالا بودن زمان محاسبات، به جای مدل کردن کل هندسه، تنها یک پره از هر چرخ را به عنوان مدل انتخاب کرده و آن را مطابق روش TGrid شبکه بندی نموده و شرایط مرزی مسئله را مشخص کرده تا مدل مهیا برای وارد نمودن به فضای نرم افزار فلونت شود. شکل (۴-۴) فضایی از مدل را که به عنوان مدل انتخاب و شبیه سازی را در مورد آن انجام شده را نشان می دهد.

<sup>۱</sup> Gambit



شکل (۴-۴) استفاده از یک پره توربین و پمپ به عنوان مدل مسئله

به علت اینکه تنها یک پره از هر چرخ را به عنوان مدل انتخاب کرده و مورد بررسی قرار می‌گیرد، ناچار به استفاده از شرط مرز تناوبی برای نمونه می‌باشید که برای ایجاد شرط مرزی تناوب باید صفحاتی را که این شرط بر آنها اعمال می‌شود به هم متصل<sup>۱</sup> نمود، تا این شرط مرزی در نرم افزار فلونت قابل اجرا باشد.

#### ۴-۳- شرایط مرزی

مدل مورد نظر در حالت ناپایدار مورد بررسی قرار می‌گیرد، که به منظور مدل نمودن کوپلینگ هیدرولیکی در حالت ناپایا از مدل صفحات لغزشی<sup>۲</sup> استفاده شده که در اکثر تحقیقات صورت گرفته در این زمینه مورد استفاده قرار می‌گیرد. به منظور مدل نمودن صفحات لغزان<sup>۳</sup> باید شرط مرزی مربوط به دو صفحه‌ای که محل تلاقی توربین و پمپ می‌باشد را صفحات مشترک<sup>۴</sup> لحاظ نمود. در ضمن به دلیل تقارن هندسی چرخ پمپ و توربین کوپلینگ شرط مرزی دیواره جانبی مدل، متناوب در نظر گرفته می‌شود. باتوجه به اینکه قاب کوپلینگ با سرعتی مطابق سرعت‌های چرخ در حال دوران

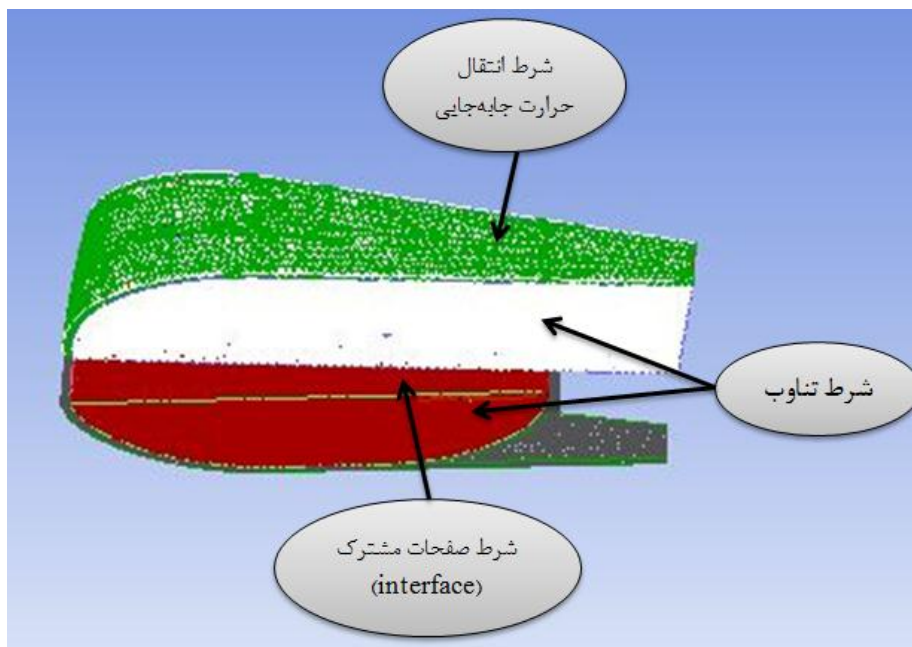
<sup>1</sup> Link

<sup>2</sup> Sliding mesh

<sup>3</sup> Sliding mesh

<sup>4</sup> Interface

می‌باشد، نیاز به اعمال شرط مرزی خاصی بر صفحات اتصالی فضای داخلی با بدنه نمی‌باشد. شرط مرزی سیال نزدیک دیواره، به منظور بررسی اثرات لایه مرزی، بدون لغزش انتخاب می‌شود و به دلیل بررسی پدیده انتقال حرارت سیال عامل و بدنه کویلینگ، باید نسبت به تعیین شرایط مرزی نزدیک دیواره اقدام نمود. به این منظور شرط حرارت تولیدی ناشی از لزجت را در سیال فعال نموده و شرط انتقال حرارت جابه‌جایی، بر دیواره خارجی بدنه کویلینگ که در تماس با هوای آزاد می‌باشد، اعمال می‌شود. سطوح مختلف را با شرایط اعمالی بر آن‌ها را می‌توان در شکل (۴-۵) مشاهده نمود.



شکل (۴-۵) شرایط مرزی مسئله

#### ۴-۴- صحت سنجی و مطالعه استقلال نتایج از شبکه

گشتاور مجموعه با استفاده از رابطه (۴-۱) محاسبه می‌شود:

$$T = P / \left( \frac{2\pi}{60} \omega \right) \quad (۴-۱)$$

که در آن:

$T$  = گشتاور بر حسب نیوتن در متر

$\omega$  = سرعت زاویه‌ای بر حسب rpm

$P =$  توان بر حسب وات

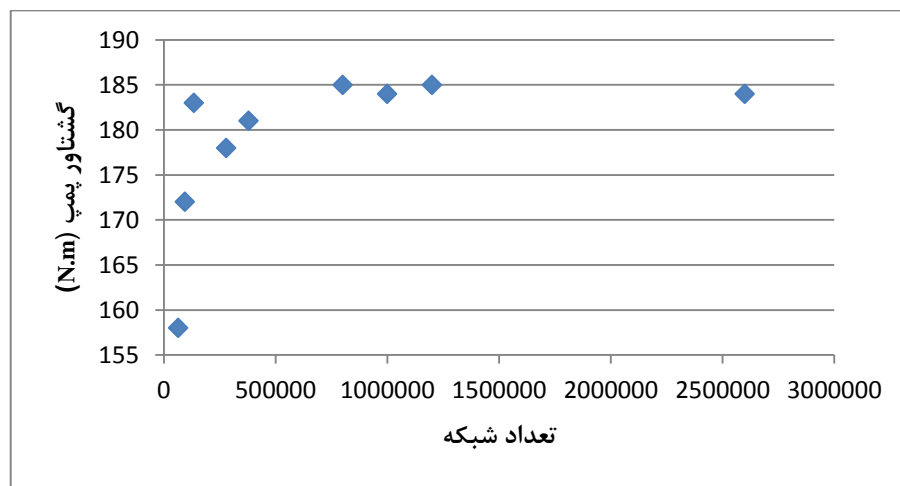
به منظور محاسبه گشتاور وارد بر هر پره از پمپ و توربین از رابطه (۴-۱) و داده‌های مسئله استفاده می‌شود. گشتاور وارده بر هر پره پمپ عبارتست از:

$$T = P \times \frac{60}{2\pi \times \omega \times n} = \frac{875000 \times 60}{2\pi \times 1000 \times 45} = 185.8 \text{ N.m}$$

همچنین گشتاور وارده بر هر پره توربین عبارتست از:

$$T = P \times \frac{60}{2\pi \times \omega \times n} = \frac{668500 \times 60}{2\pi \times 980 \times 43} = 151.5$$

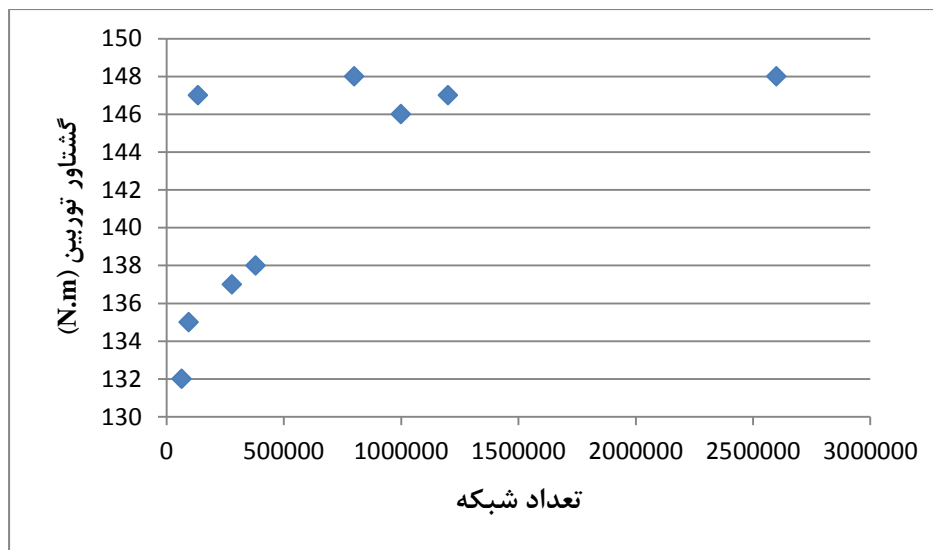
به منظور بررسی صحت مدل صورت گرفته، گشتاور حاصل از حل مدل، را با گشتاور به دست آمده از محاسبات مقایسه کرده تا از صحت نتایج حاصل از حل اطمینان به وجود آید. ضمناً به منظور بررسی تعداد شبکه‌هایی که مسئله به ازای آن همگرا می‌شود، مسئله را به ازای تعداد شبکه متفاوت حل کرده و نمودار گشتاور پمپ بر حسب تعداد شبکه را مطابق شکل (۴-۶) ترسیم کرده و همان‌طور که مشاهده می‌شود گشتاور چرخ پمپ به ازای حدود ۸۰۰۰۰۰ گره محاسباتی و بیشتر با نتایج واقعی محاسبه شده (یعنی ۱۸۵.۸ N.m) همخوانی دارد.



شکل (۴-۶) گشتاور پمپ بر حسب تعداد شبکه

با تفسیری مشابه، گشتاور وارده بر یک پره توربین را به ازای تعداد شبکه متفاوت حل و نتایج

را در نمودار گشتاور توربین بر حسب تعداد شبکه (شکل (۷-۴)) ترسیم کرده و همانطور که مشاهده می‌شود این نمودار نیز به ازای تعداد گره محاسباتی بیشتر از ۸۰۰۰۰۰ همگرا می‌شود.



شکل (۷-۴) گشتاور توربین بر حسب تعداد شبکه

با بررسی صورت گرفته در مورد تعداد گره محاسباتی که مسئله را به پایداری حل می‌رساند، و به منظور کاهش زمان محاسبات، حداقل تعداد شبکه، در شبیه‌سازی لحاظ می‌شود. با توجه به شبکه‌بندی صورت گرفته، باید بررسی نمود که این تعداد شبکه توانایی نشان دادن اثرات لایه مرزی را دارا می‌باشد. به این منظور به محاسبه عدد رینولدز و ضخامت لایه مرزی در حالت متلاطم در نزدیکی دیواره و بررسی تعداد شبکه موجود در ضخامت لایه مرزی پرداخته می‌شود. به منظور نمایش اثرات لایه مرزی درون سیال و جلوگیری از نادیده گرفته شدن اثرات آن نیاز به حضور حداقل دو گره محاسباتی درون لایه مرزی می‌باشد.

به منظور بررسی تلفات درون کوپلینگ میزان تلفات کوپلینگ شبیه‌سازی شده را محاسبه و پس از شناسایی عوامل آن، به بررسی سایر راه‌کارهایی که امکان به حداقل رساندن این تلفات را دارا می‌باشد، پرداخته می‌شود. به منظور محاسبه تلفات مدل شبیه‌سازی شده، از میزان گشتاور ورودی و

خروجی مسئله که با توجه به حل صورت گرفته به دست می‌آید، توان ورودی و خروجی را محاسبه نموده تا میزان تلفات حاصل شود. میزان توان ورودی شبیه‌سازی، ۱۷۴۲ کیلووات و توان خروجی ۱۳۱۴ کیلووات می‌باشد که تلفات برابر مقدار ۴۲۸ کیلووات خواهد بود. تلفات کوپلینگ واقعی ۴۱۳ کیلووات می‌باشد که میزان تلفات شبیه‌سازی صورت گرفته ۱۵ کیلووات بیشتر از تلفات واقعی می‌باشد.

#### ۴-۵- روش محاسباتی

مطالعات صورت گرفته در این زمینه، مسیر را برای انتخاب روش محاسبه جریان درون کوپلینگ مهیا می‌کند. همان‌طور که در فصل دوم اشاره شد جریان درون کوپلینگ متلاطم، و مناسب‌ترین مدل که توانسته نتایج قابل قبولی را انعکاس دهد، مدل متلاطم  $k - \varepsilon$  می‌باشد. جریان درون کوپلینگ مخلوطی از هوا و روغن می‌باشد که با توجه به فضای بیشتری که روغن اشغال می‌کند آن را به عنوان فاز اولیه و هوا به عنوان فاز ثانویه در نظر گرفته شده و به منظور اعمال جریان دو فازی از مدل مخلوط که پیش از این توسط سانگ و همکاران [۲۵] بکار گرفته شده و نتایج قابل قبولی را ارائه داده، استفاده می‌شود. معادلات و روابط حاکم بر این مدل چند فازی در فصل دوم آورده شده است. همان‌طور که پیش از این نیز ذکر شد مهم‌ترین مزیت این مدل امکان لحاظ کردن سرعت لغزشی بین فازها می‌باشد.

در بین الگوریتم‌های معرفی شده، مناسب‌ترین الگوریتم برای شرایط ناپایا، استفاده از الگوریتم PISO است. تحقیقات گذشته نیز تأکیدی بر استفاده از این مدل در شرایط ناپایا دارند. (مدل صورت گرفته توسط سانگ و همکاران [۲۵]).

پس از انتخاب الگوریتم حل مسئله باید روش حل هر یک از معادلات مسئله را مشخص و ضرایب زیر تخفیف مربوط به هر معادله را لحاظ کرده تا روند همگرایی مسئله سرعت بیشتری را به خود گیرد. بهترین روش حل هر یک از معادلات مسئله روش مرتبه دوم می‌باشد که علاوه بر

سازگاری بالا در هر شبکه دارای همگرایی بالاتری نسبت به سایر روش‌ها می‌باشد. ضمناً ضرایب زیر تخفیف مسئله را کمتر از ۱ لحاظ نمایید تا به همگرایی سریع مسئله کمک کند.

روند مدل کردن در نرم‌افزار فلونتت قبلاً توضیح داده شده که با توجه به مباحث مطرح شده انتخاب گزینه مناسب در بین گزینه‌های پیش رو در روند حل را مشخص نموده تا پس از طی مراحل شبیه‌سازی و اجرا، نتایج حاصل را در پیمانانه نقد و بررسی قرار داده تا نکات قابل توجهی به دست آید. همان‌طور که در تحقیقات قبل از این نیز اشاره شده به منظور حل میدان فشار و سرعت مسئله، الگوریتم PISO را با مدل متلاطم  $k - \epsilon$  Relazied انتخاب و به منظور مدل نمودن جریان دو فاز از مدل mixture استفاده می‌شود.

در مسائل شبیه‌سازی عددی ممکن است که معادلات ممنتوم، پیوستگی انرژی دارای روند همگرایی مناسبی باشند اما این روند همگرایی در مورد گشتاور و نیروها برقرار نباشد و در برخی موارد باعث واگرایی مسئله موردنظر گردد. با توجه به اهمیت گشتاور وارده بر پمپ و توربین کوپلینگ، لزوم بررسی همگرایی گشتاور در روند محاسبات امری ضروری می‌باشد. بنابراین به ترسیم نمودار ضریب گشتاور در طی محاسبات پرداخته تا نسبت به همگرایی گشتاور اطمینان حاصل گردد. به منظور محاسبه این ضریب باید مقادیری را به عنوان مرجع براساس داده‌های مسئله به نرم افزار اختصاص داد تا بر مبنای آن این ضریب گشتاور محاسبه شود. معادله (۲-۴) به بیان نحوه محاسبه ضریب گشتاور پرداخته است.

$$C = T/\gamma\rho D_p^5 \omega_p^2 \quad (2-4)$$

که:

$$\rho = \text{چگالی روغن بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب}$$

$$D_p = \text{قطر موثر کوپلینگ بر حسب متر}$$

$$\omega_p = \text{سرعت دورانی محرک بر حسب رادیان بر ثانیه}$$

$$\gamma = \text{ضریب ثابت}$$

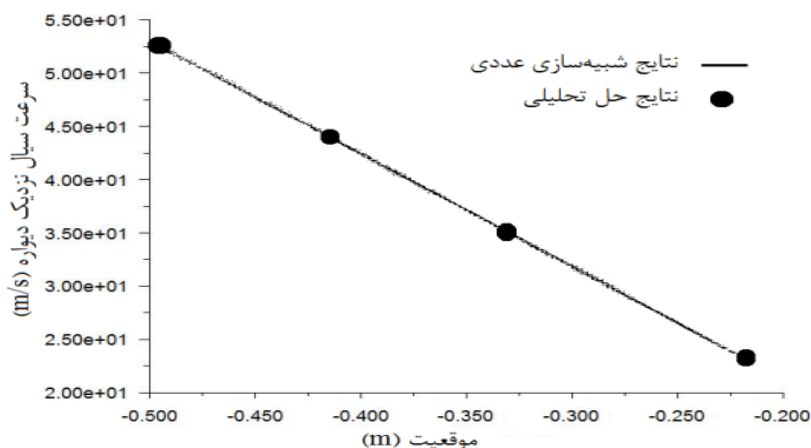
$T$  = گشتاور مجموعه بر حسب نیوتن در متر

$C$  = ضریب گشتاور

#### ۴-۶- آنالیز میدان جریان

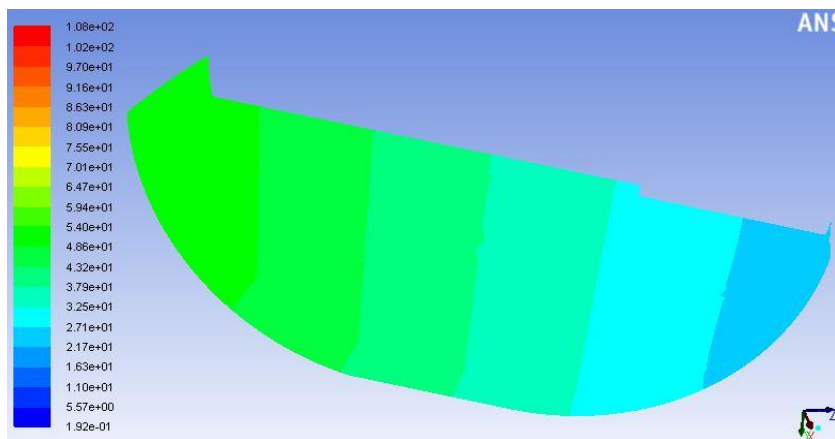
جریان درون کوپلینگ رفتار پیچیده‌ای را به خصوص در لحظه راه‌اندازی و توقف از خود نشان می‌دهد و روابط تحلیلی خاصی بر جریان حاکم نیست و باید با کمک حل عددی معادلات حاکم بر مسئله اقدام به تحلیل و بررسی جریان درون کوپلینگ نمود. پس از بررسی صحت حل انجام شده با توجه به داده‌های تجربی مدل، به تجزیه و تحلیل مدل پرداخته می‌شود.

یکی دیگر از داده‌هایی که تأییدی بر صحت محاسبات صورت گرفته است، منحنی توزیع سرعت سیال نزدیک دیواره چرخ پمپ و توربین کوپلینگ می‌باشد. مقادیر سرعت در هر نقطه از سیال نزدیک دیواره چرخ، برابر حاصل ضرب فاصله مرکز دوران تا نقطه موردنظر در سرعت زاویه‌ای چرخ می‌باشد. در جدول (۴-۴) مقادیر سرعت محاسباتی، نقاط مختلف چرخ پمپ به نمایش در آمده است. با مقایسه‌ای مقادیر سرعت حاصله از روند فوق با منحنی سرعت سیال نزدیک دیواره که در شکل (۴-۸) نمایش داده شده، دلیل دیگری مبتنی بر صحت مدل به دست می‌آید. شکل (۴-۸) نمودار و شکل (۴-۹) منحنی همتراز سرعت سیال نزدیک دیواره چرخ پمپ را نشان می‌دهد.



شکل (۴-۸) نمودار سرعت سیال عامل نزدیک دیواره چرخ پمپ بر حسب موقعیت آن از مرکز





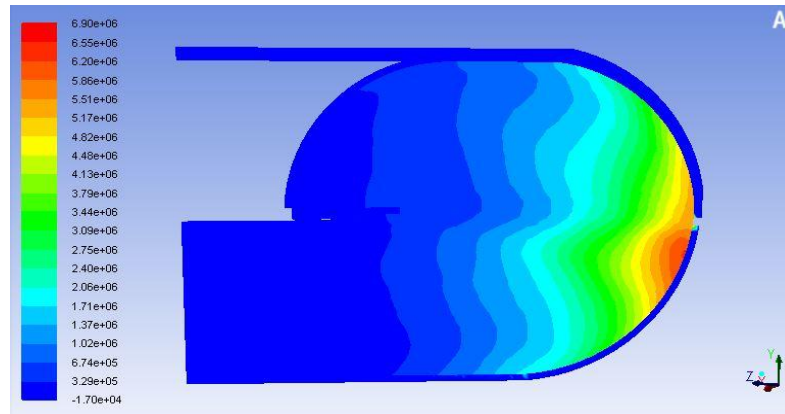
شکل (۴-۹): منحنی همتراز مقدار سرعت (m/s) سیال عامل نزدیک دیواره چرخ پمپ

جدول (۴-۴) مقادیر سرعت محاسباتی دیواره چرخ پمپ

سرعت (m/s)	فاصله از محور دوران (m)
۲۳/۰۲	۰/۲۲۰
۳۵/۱۸	۰/۳۳۶
۴۳/۸۵	۰/۴۱۹
۵۳/۲۷	۰/۵۰۹

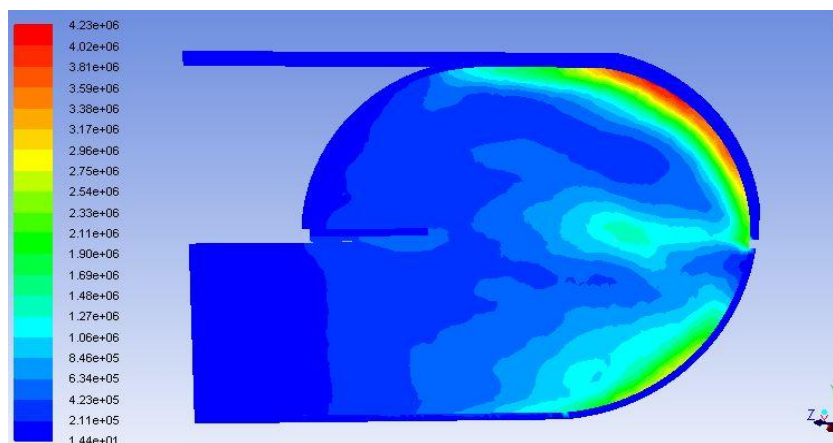
پارامترها و نمودارهای مختلفی را می‌توان به عنوان خروجی از مسئله استخراج نمود. نرخ دبی جرمی سیال ورودی و خروجی پمپ و توربین یکی دیگر از پارامترهایی است که تاییدی بر پیوستگی جریان درون کوپلینگ دارد. با استفاده از منحنی‌های همتراز حاصله از حل، می‌توان جریان درون کوپلینگ را مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. منحنی همتراز فشار استاتیکی که در شکل (۴-۱۰) نشان داده شده، حاکی از توزیع فشار نسبتاً منظم جریان درون کوپلینگ می‌باشد. فشار استاتیکی مخلوط به تدریج در طول شعاعی تحت اثر نیروی گریز از مرکز افزایش می‌یابد.

همان‌طور که در شکل (۴-۱۰) مشاهده می‌شود، در نقاط نزدیک مرکز تغییرات فشار پمپ نسبت به توربین سریع‌تر است که علت آن را می‌توان در سرعت دورانی بالای پمپ جستجو کرد اما در انتهای چرخ توربین افزایش فشار بالایی اتفاق افتاده که فشار سایر نواحی را تحت تأثیر قرار داده است. علت این افزایش فشار به احتمال زیاد جریان پیچشی و در نتیجه نیروی پیچشی حاصل از آن است؛ که فشار را تحت تأثیر قرار می‌دهد.



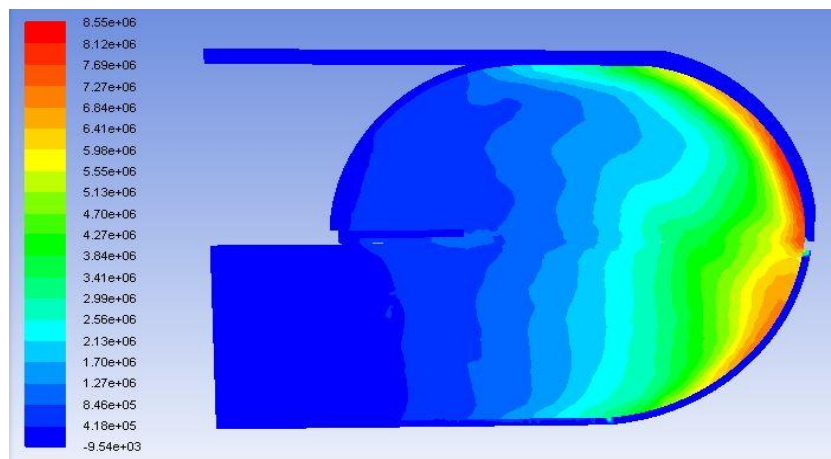
شکل (۱۰-۴): منحنی همتراز فشار استاتیکی بر حسب  $(N/m^2)$

شکل (۱۱-۴) فشار دینامیکی را که عامل سرعت در آن نقش اساسی دارد را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود، نقاطی که افزایش مقدار سرعت دارا می‌باشد، فشار دینامیکی به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. شکل (۱۱-۴) حاکی از فشار دینامیکی نسبتاً بالایی که بر دیواره پمپ وارد می‌شود، که این موضوع را باید در زمان طراحی و ساخت چرخ پمپ مورد توجه قرار داد. به همین علت دیواره پمپ را ضخیم‌تر نسبت به دیواره توربین می‌سازند (۲.۵ میلی‌متر). محل بین چرخ پمپ و توربین، نیز حاکی از افزایش مقدار سرعت دارد که نشان از ایجاد جریان سیال ثانویه کمتر، نسبت به گودی چرخ‌ها دارد.



شکل (۱۱-۴): منحنی همتراز فشار دینامیکی بر حسب  $(N/m^2)$

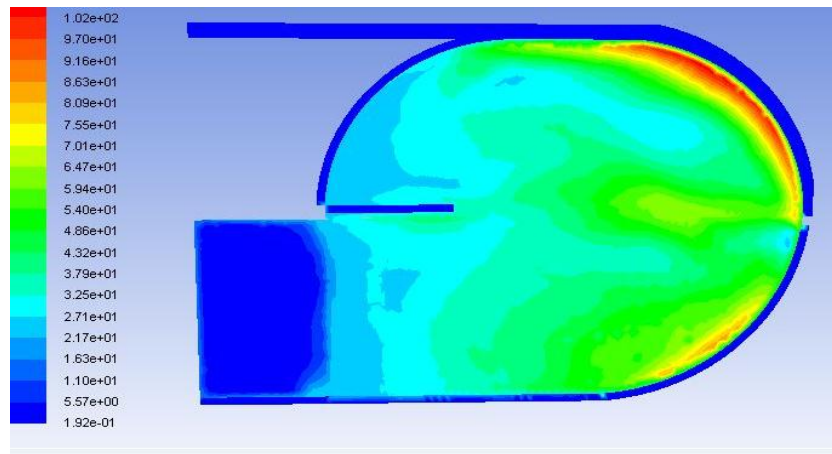
شکل (۴-۱۲) فشار کلی سیال عامل درون کوپلینگ را نشان می‌دهد. فشار کل از مجموع فشار دینامیکی و استاتیکی حاصل و همانطور که ملاحظه می‌شود، افزایش سرعت و در نتیجه افزایش فشار دینامیکی در چرخ پمپ و افزایش فشار استاتیکی چرخ توربین، توزیع نسبتاً متقارنی را از فشار کل پدید می‌آورد. همانطور که مشاهده می‌شود، محل‌هایی که افزایش فشار دینامیکی را به همراه دارد، تاثیر بیشتری روی افزایش فشار کل جریان درون کوپلینگ دارد. منحنی همتراز فشار کل، تاثیر نیروی گریز از مرکز را با وضوح بیشتری نسبت به منحنی فشار استاتیکی، نشان می‌دهد. همچنین در این نمودار تاثیر سرعت دورانی بالای پمپ نسبت به سرعت دورانی توربین را در فضای بیشتری از جریان نشان می‌دهد.



شکل (۴-۱۲): منحنی همتراز فشار کل بر حسب  $(N/m^2)$

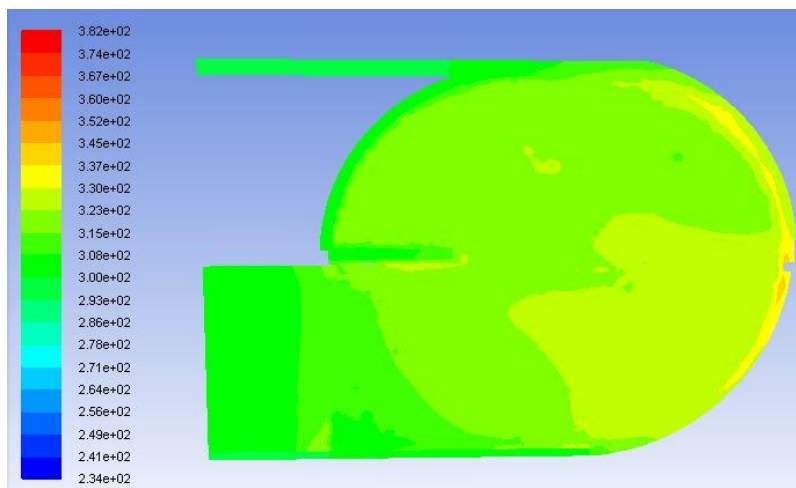
منحنی همتراز مقدار سرعت درون کوپلینگ در شکل (۴-۱۳) نشان داده شده تا با استفاده از آن دید بهتری نسبت به جریان درون مدل پیدا شود. مقدار سرعت جریان درون چرخ پمپ به علت سرعت دورانی بالاتر آن نسبت به سرعت دورانی توربین کاملاً مشهود است. به علت جریان‌های خاص ایجاد شده درون گودی پمپ و توربین (از جمله جریان سیال ثانویه)، مقدار سرعت آن به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد، که این افزایش سرعت بر سایر پارامترها نیز تأثیر گذار خواهد بود. افزایش مقدار سرعت نیز در فضای بین دو چرخ نیز اتفاق می‌افتد اما نسبت به افزایش سرعت‌های اتفاق افتاده

در گودی کمتر می‌باشد و علت آن را در جریان ثانویه شدید ایجاد شده در گودی نسبت به فضای بین دو چرخ جستجو کرد.



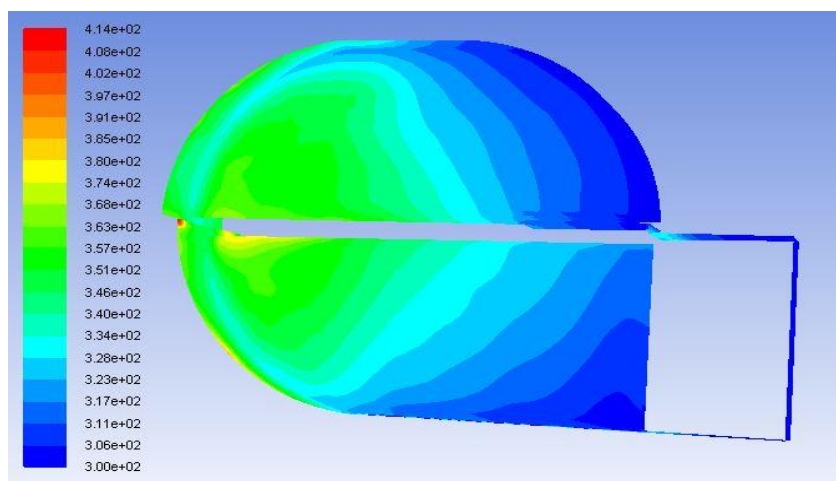
شکل (۴-۱۳): منحنی همتراز مقدار سرعت بر حسب (m/s)

جریان پیچیده ایجاد شده درون کوپلینگ باعث ایجاد یکسری نامنظمی‌ها در پارامترهای جریان خواهد شد که بیشترین بر دما می‌باشد؛ که می‌توان علت آن را در تأثیر سرعت، انرژی تولیدی و فشار بر معادله انرژی دانست. منحنی همتراز دمای استاتیکی درون کوپلینگ در شکل (۴-۱۴) به نمایش در آمده است. در منحنی همتراز دمای استاتیکی بیشترین افزایش دما در فضای انتهایی کانال چرخ توربین اتفاق می‌افتد، به همین علت در اطراف توربین فین‌های حرارتی به منظور انتقال حرارت بهتر نصب شده است. علت این افزایش دما را می‌توان در افزایش فشار اتفاق افتاده در این ناحیه که پیش از این بیان شد بررسی کرد. در ضمن به علت درگیری کمتر سیال انتهایی چرخ‌ها به خصوص چرخ توربین، افزایش دمای سیال قابل توجهی نسبت به سایر نواحی سیال ندارد.



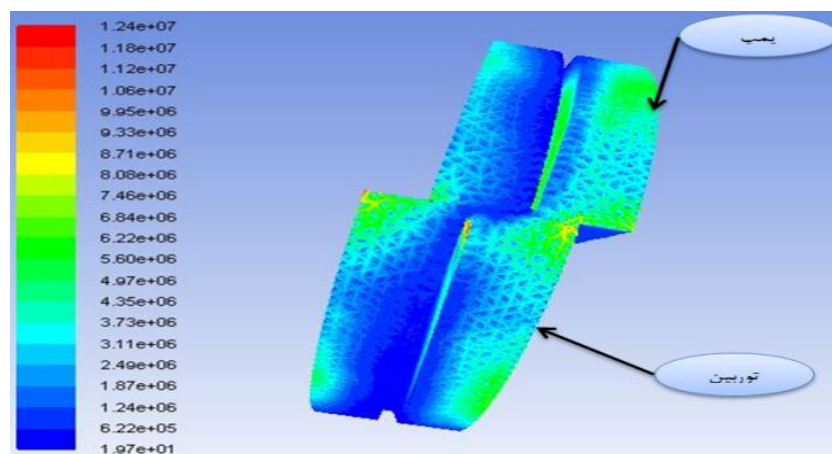
شکل (۴-۱۴): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر حسب (K)

شکل (۴-۱۵) منحنی همتراز دمای استاتیکی دیوار را نمایش می‌دهد که نشان از توزیع یکنواخت دما بر روی دیواره می‌باشد. در نقاط انتهایی پره‌های چرخ پمپ و توربین به علت فشار بالا، ممانعت چرخ توربین از ورود آسان سیال به دلیل سرعت پایین آن نسبت به پمپ و جریان‌های گردابه‌ای، افزایش قابل توجهی دارند. به دلیل تفاوت سرعت چرخ‌ها، سیال خروجی از پمپ فشار بالایی را بر ناحیه انتهایی پره توربین وارد می‌کند که این افزایش دما را شکل (۴-۱۵) به خوبی نشان می‌دهد. در محل تلاقی پره با بدنه به علت درگیری کمتر سیال، افزایش دمای کمتری نسبت به نواحی مجاور آن اتفاق می‌افتد.



شکل (۴-۱۵): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر روی دیواره بر حسب (K)

عامل دیگر موثر بر افزایش دما، آنتروپی تولیدی می‌باشد. مهم‌ترین پارامتر در آنتروپی تولیدی جریان متلاطم،  $\varepsilon$  یا نرخ تلفات انرژی جنبشی تلاطم می‌باشد، که میزان آن در شکل (۴-۱۶) به نمایش درآمده است. میزان تلفات ناشی از جریان متلاطم در محل مرکزی هر کانال از چرخ و نزدیک پره‌های آن، بیشترین مقدار را نسبت به سایر نواحی دارد، که میزان تلفات در کانال توربین بیشتر از کانال پمپ می‌باشد که علت آن را می‌توان در جریان‌های گردابه‌ای و ثانویه ایجاد شده در این منطقه دانست. این تلفات باعث افزایش دمای این ناحیه می‌شود بنابراین توصیه می‌شود از فین حرارتی به منظور کاهش دمای این ناحیه به خصوص در توربین استفاده شود. نزدیک دیواره پره‌های چرخ‌ها، نیز تلفات به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد.

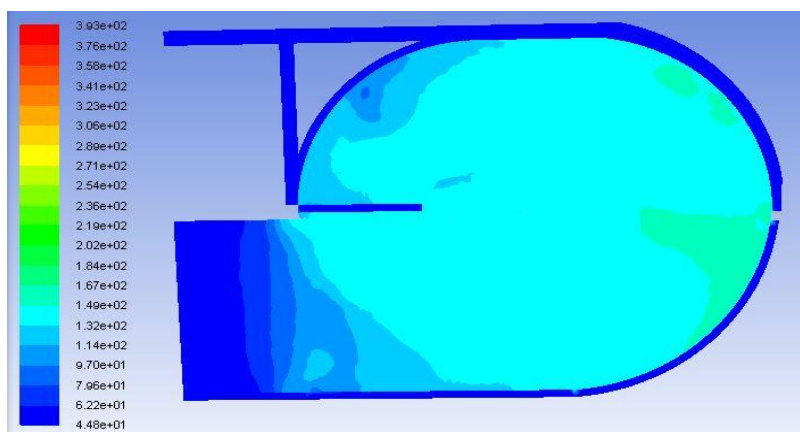


شکل (۴-۱۶): منحنی همتراز اتلاف‌های انرژی جنبشی تلاطم ( $m^2/s^3$ )

شکل (۴-۱۷) که میزان آنتروپی تولیدی را نشان می‌دهد، در نقاطی که تلفات بالا می‌باشد تغییرات بیشتری نسبت به سایر نقاط دارد که دلیلی بر این مطلب می‌باشد که افزایش آنتروپی به علت آنتروپی تولید شده در این نواحی است، نه دلیلی بر افزایش آنتروپی به علت ورود انتقال حرارت. (آنتروپی به دو دلیل افزایش می‌یابد: ۱- ورود انتقال حرارت ۲- تولید آنتروپی ناشی از تلفات)

شکل (۴-۱۷) از افزایش تلفات در انتهای کانال چرخ توربین حاکی دارد، با توجه به اینکه در این محل افزایش فشار استاتیکی نیز رخ داده (همانطور که پیش از این توضیح داده شد این افزایش

فشار ناشی از نیروی چرخشی وارد شده بر سیال در این ناحیه می‌باشد، تلفات ناشی از جریان چرخشی می‌باشد. جریان ثانویه ایجاد شده در گودی کانال چرخ پمپ که پیش از این درباره آن صحبت شده باعث تولید انرژی می‌شود؛ اما مقدار و ناحیه تحت تاثیر آن به میزان ناحیه انتهایی کانال چرخ توربین نمی‌باشد.



شکل (۴-۱۷): منحنی همتراز انرژی بر حسب (J/kg.K)

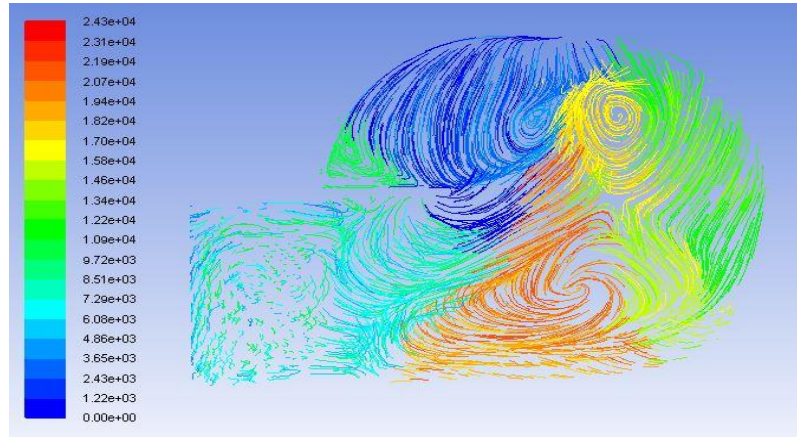
مایع کوپلینگ هیدرولیکی با اختلاف سرعت توربین و پمپ زیاد، باعث می‌شود که سیال ورودی از پمپ به توربین با مخالفت پره‌های توربین کوپلینگ مواجه شود که منجر به از دست دادن قابل توجهی از بهره‌وری و تولید زباله‌های گرمایی قابل توجهی می‌شود. سیالی که از بیرون توربین (پمپ) به آن وارد می‌شود، قبل از خارج شدن آن از مرکز توربین، یک تغییر مسیر دارد. این تغییر مسیر است که باعث چرخش توربین می‌شود.

جریان ثانویه با افزایش پارامتر فرکانسی در قسمت شتابدار کاهش می‌یابد. در قسمت دارای شتاب منفی تحت اثر جریان برگشتی، جریان ثانویه با ظاهر شدن جریان لین به شدت افزایش می‌یابد. ممکن است که ترکیب آشفتگی فضایی و جریان ضربانی باعث ایجاد جریان ثانویه پیچیده‌تر شود.

خط جریان درون کوپلینگ در شکل (۴-۱۸) نشان داده شده که مبین وجود جریان پیچیده‌ای



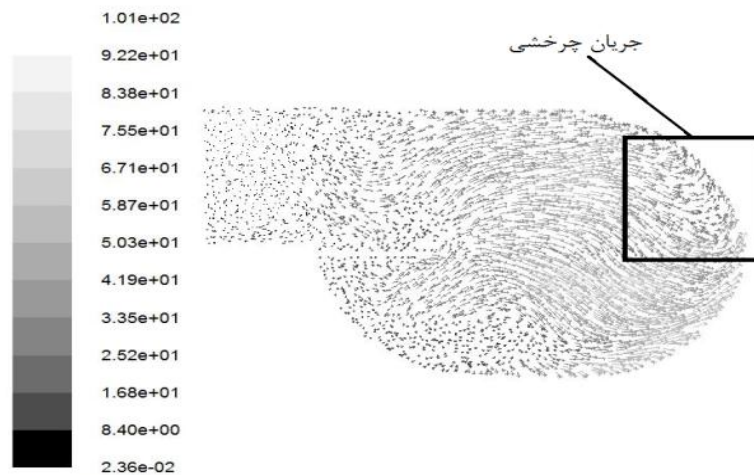
درون کویلینگ می باشد که این پیچیدگی جریان در محل فضای بین توربین و پمپ بیشتر مشاهده می شود. همچنین خط جریان در چرخ توربین نسبت به پمپ، دارای آشفتگی بیشتری می باشد که این خط جریان نامنظم نیز می تواند دلیل دیگری مبنی بر علت افزایش دمای توربین نسبت به پمپ باشد.



شکل (۴-۱۸): خطوط جریان

شکل (۴-۱۹) بردار سرعت صفحه جریان درون کویلینگ را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود در قسمت انتهایی چرخ توربین، چرخش جریان اتفاق می افتد. با توجه به منحنی توزیع فشار، علت این چرخش را ناشی از افزایش فشار ایجاد شده در این ناحیه دانست. به دلیل تفاوت کم سرعت دوران پمپ و توربین (۲/۰ درصد)، بردار سرعت صفحه، دارای شکل منظمی می باشد و تنها در نواحی خروجی جریان از پمپ و توربین، جریان های چرخشی رخ می دهد. در گودی چرخ پمپ و توربین، جریان سیال به سمت عمود بر صفحه موردنظر حرکت می کند و جریان سیال تحت چرخش قرار می گیرد و به همین علت نیز در منحنی توزیع مقدار سرعت (شکل ۴-۱۳)، در نواحی فوق سرعت افزایش می یابد.





شکل (۴-۱۹) منحنی سرعت صفحه در جریان درون کوپلینگ بر حسب (m/s)

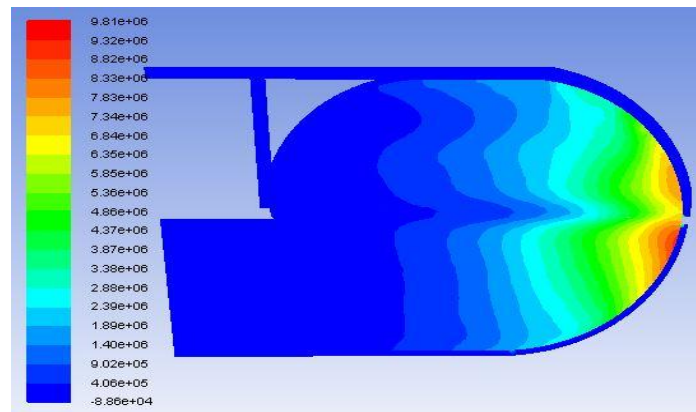
#### ۴-۷- تاثیر افزایش فاصله چرخ پمپ و توربین

تحلیل صورت گرفته در مورد کوپلینگ مورد نظر، امکان بهینه‌سازی را با تغییر هندسه و تحلیل آن با روش و شرایط مرزی یکسان فراهم می‌آورد. راهکارهای متفاوتی به منظور تغییر هندسه و بررسی آن بر عملکرد کوپلینگ وجود دارد؛ که در این بخش با افزایش فضای بین دو چرخ پمپ و توربین به میزان ۲ میلی‌متر (فاصله جدید بین دو چرخ ۸ میلی‌متر) و تحلیل شبیه‌سازی مدل با شرایط مرزی و روشی مشابه قبل، تغییرات صورت گرفته در پارامترهای مختلف و میزان تاثیر این عمل در بهره‌وری و بهینه‌سازی کوپلینگ مورد بررسی قرار می‌گیرد.

گشتاور پمپ و توربین حاصله در این شبیه‌سازی به ترتیب برابر ۱۹۱ و ۱۴۸ نیوتن در متر می‌باشد که به ترتیب توانی برابر ۱۸۰۰ و ۱۳۰۵ کیلووات را فراهم می‌آورد. تفاضل توان پمپ و توربین میزان تلفات درون کوپلینگ را در طی این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که دارای مقدار ۴۹۳ کیلووات می‌باشد. میزان تلفات نسبت به شبیه‌سازی صورت گرفته در مرحله قبل ۶۵ کیلووات افزایش یافته است. به عبارت دیگر میزان توان تلف شده نسبت به مرحله قبل ۱۳ درصد تغییر داشته است.

شکل (۴-۲۰) منحنی همتراز فشار استاتیکی را در سطح یکسانی نسبت به مرحله قبل نشان می‌دهد تا امکان مقایسه نمودارها را به منظور تحلیل رژیم جریان درون کوپلینگ فراهم آورد. شکل (۴-۲۰) در مقایسه با شکل (۴-۱۰) دارای محدوده فشار استاتیکی بالاتری می‌باشد؛ که عامل آن را

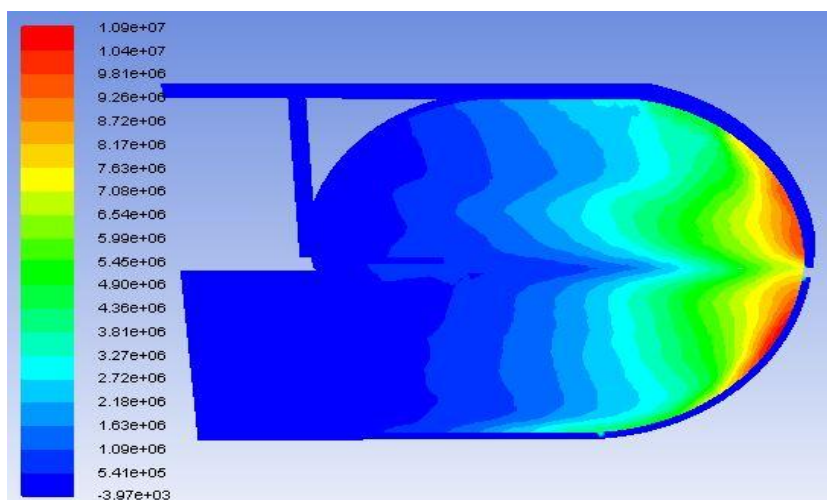
می‌توان در جریان‌های چرخشی ایجاد شده در فاصله بین چرخ پمپ و توربین دانست. افزایش فاصله بین پمپ و توربین باعث به وجود آمدن جریان‌های چرخشی و در نتیجه افزایش محدوده فشار استاتیکی می‌شود. شکل (۴-۲۰) افزایش فشار استاتیکی زیاد ایجاد شده در انتهای چرخ توربین را که در شکل (۴-۱۰) مشاهده می‌شود، ندارد و علت آنرا می‌توان ناشی از این دانست که فضای بین چرخ پمپ و توربین افزایش یافته و قدرت ایستایی که به جریان خروجی از پمپ وارد می‌شده کاهش یافته است. در هردو نمودار نیروی گریز از مرکز وارد شده بر مجموعه باعث ایجاد توزیع یکنواختی از فشار استاتیکی در جریان سیال درون کوپلینگ می‌شود، به طوری که تاثیر این نیرو در مقابل سایر نیروها بر توزیع فشار استاتیکی کاملاً مشهود است. منحنی همتراز فشار استاتیکی مدل دوم مطابق شکل (۴-۲۰)، در ناحیه بین دو چرخ پمپ و توربین دارای افزایش فشار بیشتری نسبت به سایر نقاط مجاور را دارا می‌باشد، که علت آن ناشی از سایر نیروهای ایجاد شده در این ناحیه در اثر افزایش فاصله چرخ پمپ و توربین و تاثیر آن‌ها بر فشار دانست، در صورتی که در شبیه‌سازی صورت گرفته در مدل اصلی این تغییرات فشار کمتر اتفاق افتاده است.



شکل (۴-۲۰): منحنی همتراز فشار استاتیکی بر حسب  $(N/m^2)$

شکل (۴-۲۱) منحنی همتراز فشار کل را به ازای شبیه‌سازی صورت گرفته در مورد مدلی که فاصله بین چرخ پمپ و توربین افزایش یابد را نشان می‌دهد. مقایسه این شکل با شکل (۴-۱۲) که

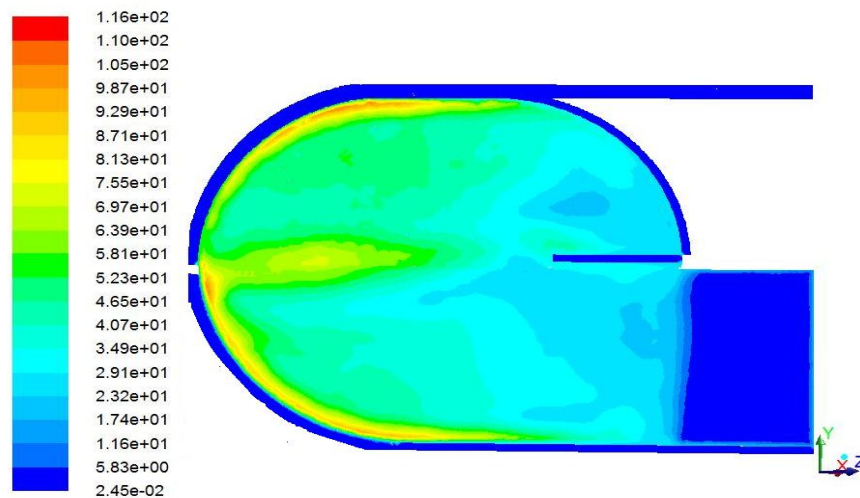
همان منحنی همتراز فشار کل را در مورد مدل اصلی مورد بحث نشان می‌دهد، حاکی از تقارن توزیع فشار کل در دو پره می‌باشد. توزیع فشار کل در مدلی دوم که با افزایش فاصله بین دو پره همراه بوده، توزیع متقارن‌تری نسبت به توزیع فشار مدل اصلی دارا می‌باشد؛ که علت آنرا می‌توان در توزیع فشار استاتیکی جستجو کرد. در توزیع فشار استاتیکی مدل دوم، محدوده افزایش فشار استاتیکی انتهایی چرخ نسبت به مدل اصلی کمتر می‌باشد و در نتیجه کمتر سایر نواحی را تحت تاثیر قرار می‌دهد. همانطور که پیش از این اشاره شد، افزایش محدوده مقادیر فشار استاتیکی در مدل دوم اتفاق می‌افتد، که همین عامل نیز باعث افزایش محدوده مقادیر فشار کل در مدل دوم نسبت به مدل اصلی می‌باشد.



شکل (۴-۲۱): منحنی همتراز فشار کل بر حسب  $(N/m^2)$

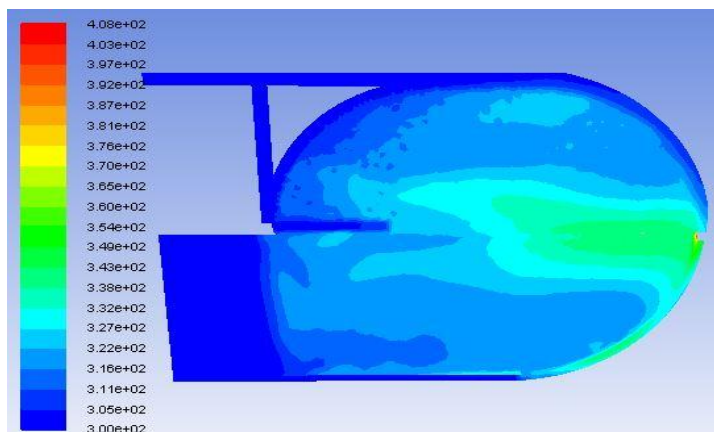
منحنی همتراز مقدار سرعت مدل دوم در شکل (۴-۲۲) نشان داده شده که مطابق منحنی همتراز مدل اصلی شکل (۴-۱۳)، مقادیر توزیع سرعت در انتهای کانال چرخ پمپ و توربین بیشترین مقادیر خود را دارا می‌باشد. منحنی همتراز مقدار سرعت مدل اصلی، در انتهای کانال چرخ پمپ دارای منطقه‌ای با افزایش مقدار سرعت می‌باشد که در منحنی همتراز مقدار سرعت مدل دوم مشاهده نمی‌شود، بنابراین مدل دوم جریان‌های سیال ثانویه ایجاد شده در انتهای کانال چرخ پمپ را کاهش داد که یکی از دلایل آن عبارتست از اینکه با افزایش فاصله بین چرخ پمپ و توربین، فشار معکوس

جریان کاهش یافته و در نتیجه یکی از عواملی را که در ایجاد جریان سیال ثانویه نقش اساسی دارد، تعدیل شده است. منحنی شکل (۴-۲۲) نشان از ایجاد جریان‌های گردابه‌ای و ثانویه در محدوده بین چرخ پمپ و توربین دارد و به همین علت علاوه بر منحنی فشار، منحنی مقدار سرعت مقادیر بیشتری را نسبت به مدل اصلی به خود می‌گیرد.



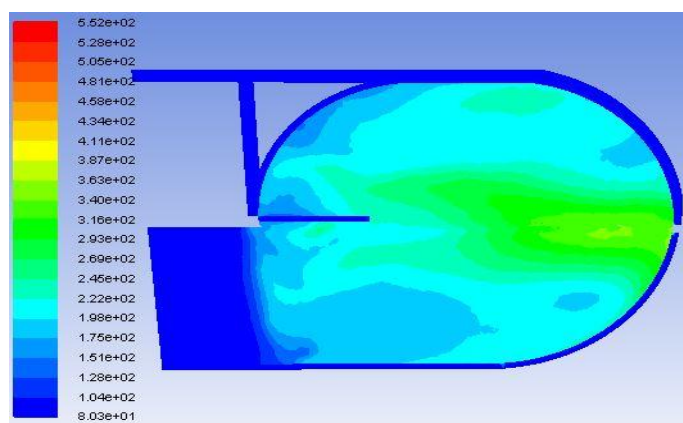
شکل (۴-۲۲): منحنی همتراز مقدار سرعت بر حسب (m/s)

در ادامه بررسی پارامترهای مختلف، به بررسی دما که از دو متغیر فشار و سرعت تاثیر می‌پذیرد، پرداخته می‌شود. منحنی دمای استاتیکی مدل اصلی شکل (۴-۱۴)، در ناحیه انتهایی کانال چرخ توربین افزایش دما اتفاق می‌افتاد اما در مدل دوم، شکل (۴-۲۳) این افزایش دما به ناحیه انتهایی بین چرخ پمپ و توربین هدایت شده است. مدل اصلی کوپلینگ در دمای استاتیکی متوسط حجمی ۳۲۲ درجه کلوین و مدل دوم با دمای استاتیکی متوسط حجمی ۳۳۱ درجه کلوین عمل می‌کند، که نشان از این دارد که مدل دوم به طور متوسط در دمای بالاتری نسبت به مدل اصلی کار می‌کند. در ضمن حداکثر دمای اتفاق افتاده در مدل دوم ۴۰۶ و در مدل اصلی ۳۸۲ درجه کلوین می‌باشد که نشان از اتلاف حرارت بیشتر در کوپلینگ مدل دوم دارد. با توجه به اینکه در مدل دوم جریان ثانویه و چرخشی در محل بین دو چرخ پمپ و توربین اتفاق می‌افتد، انتظار افزایش دمای این منطقه در مدل دوم دور از انتظار نمی‌باشد.



شکل (۴-۲۳): منحنی همتراز دمای استاتیکی بر حسب (K)

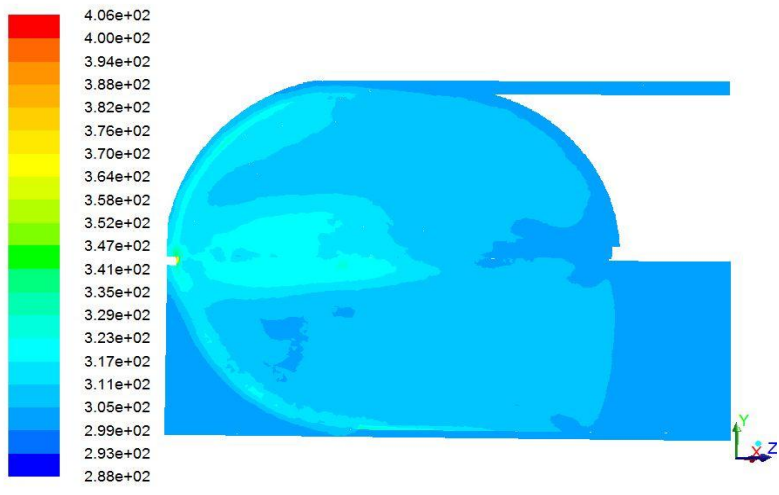
شکل (۴-۲۴) منحنی همتراز آنترופی را برای مدل دوم نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش آنترופی در ناحیه بین دو چرخ پمپ و توربین، به خصوص در انتهای آن اتفاق می‌افتد، در صورتی که در مدل اصلی این افزایش آنترופی در انتهای کانال چرخ توربین، جایی که افزایش دما را به همراه داشت اتفاق می‌افتاد. همان‌طور که پیش از این نیز اشاره شد، افزایش آنترופی به دو علت تولید حرارت یا تلفات حادث می‌شود، در ناحیه بین دو چرخ پمپ و توربین که همراه با افزایش آنترופی هست، منبع تولید حرارتی وجود ندارد و علت آن را می‌توان در تلفات ناشی از جریان‌های ثانویه و چرخشی به وجود آمده در این ناحیه دانست. ضمناً محدوده مقادیر آنترופی در دو مدل تفاوت قابل ملاحظه‌ای را نسبت به همدیگر دارا می‌باشد. نمودار میزان آنترופی، بیشتر به منظور بررسی نواحی افزایش یا کاهش مقادیر آن و تحلیل علت این افزایش یا کاهش مورد استفاده قرار گرفته است.



شکل (۴-۲۴): منحنی همتراز آنترופی بر حسب (J/kg.K)

#### ۴-۸- تاثیر جابه‌جایی فین حرارتی

در این بخش تاثیر جابه‌جایی فین حرارتی بر رفتار حرارتی درون کویلینگ مورد بررسی قرار می‌گیرد. در مدل واقعی فین‌های حرارتی را در محلی نزدیک پره‌های داخلی جایگذاری می‌کنند. با توجه به نمودار توزیع دمای مدل اصلی، بیشترین انتقال حرارت در بخش میانی انتهای چرخ توربین اتفاق می‌افتد، لذا با جابه‌جایی فین‌های حرارتی به این منطقه تاثیر این جابه‌جایی بر رفتار حرارتی درون کویلینگ، می‌تواند مورد ارزیابی قرار گیرد. نتایج شبیه‌سازی ناشی از جابه‌جایی فین (توزیع دمای استاتیکی) در شکل (۴-۲۵) نشان داده شده است. منحنی توزیع دما حاصل از شبیه‌سازی، انتقال حرارت مناسب‌تر انتهای چرخ توربین را نشان می‌دهد و این عامل باعث کاهش دمای انتهای چرخ توربین نسبت به مدل اصلی می‌شود (به میزان ۱۰ درجه کلونین) و دمای استاتیکی کل صفحه مورد بررسی حالت یکنواختی را به خود گرفته است. با بررسی صورت گرفته بر سایر کمیت‌های جریان، تغییرات محسوسی نسبت به شبیه‌سازی صورت گرفته بر مدل اصلی اتفاق نمی‌افتد. گشتاور پمپ و توربین حاصله در این شبیه‌سازی به ترتیب برابر ۱۸۶ و ۱۵۱ نیوتن در متر می‌باشد که به ترتیب توانی برابر ۱۷۵۲ و ۱۳۳۲ کیلووات را فراهم می‌آورد. تفاضل توان پمپ و توربین میزان تلفات درون کویلینگ را در طی این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که دارای مقدار ۴۲۰ کیلووات می‌باشد. میزان تلفات نسبت به شبیه‌سازی صورت گرفته در مدل اصلی (یعنی ۴۲۸ کیلووات) ۸ کیلووات کاهش یافته است. در مدل اصلی، کویلینگ با دمای استاتیکی متوسط حجمی ۳۲۲ درجه کلونین و در مدل سوم با دمای استاتیکی متوسط حجمی ۳۲۰ درجه کلونین عمل می‌کند، که نشان از این دارد که مدل سوم به‌طور متوسط در دمای کمتری نسبت به مدل اصلی کار می‌کند.



شکل (۴-۲۵) منحنی همتراز دمای استاتیکی بر حسب (K)





## فصل پنجم:

# نتیجه‌گیری و پیشنهادات

## ۵-۱- نتیجه‌گیری

این گزارش به شبیه‌سازی کوپلینگ هیدرولیکی بر پایه حل عددی پرداخته و با بررسی نمودارهای به دست آمده از حل میدان جریان به ازای پارامترهای مختلف، دید بهتری نسبت به میدان جریان سیال درون کوپلینگ فراهم می‌آورد. یکی از مهم‌ترین پارامترهای مورد بحث در این زمینه، تغییرات دمایی جریان درون کوپلینگ می‌باشد که با تجزیه و تحلیل نمودارهای حاصله از این کمیت و عوامل موثر در تولید یا اتلاف آن، به دنبال کاهش دمای درون کوپلینگ و در نتیجه آن پایداری بیشتر خواص روغن مورد استفاده در کوپلینگ می‌باشد. محاسبه توزیع دمای درون کوپلینگ از معادله انرژی که کمیت‌های فشار و سرعت نیز در آن تاثیرگذار است، میسر می‌باشد. بررسی نمودارها و منحنی‌های توزیع فشار، سرعت و سایر پارامترها موثر در توزیع دما، راهنمایی به منظور عوامل موثر در کاهش دما می‌باشد. در نمودار سرعت، جریان سیال ثانویه ایجاد شده درون مدل که در انحنای بدنه کانال کوپلینگ به وجود می‌آید، کاملاً مشهود است ولی این جریان بر توزیع فشار تاثیر چندانی نداشته است. دو نیروی چرخشی و گریز از مرکز مهم‌ترین تاثیر را روی توزیع فشار درون کوپلینگ دارند. تاثیر نیروی گریز از مرکز در نمودار توزیع فشار کاملاً مشخص است اما جریان چرخشی یا گرابه‌های ایجاد شده در انتهای کانال توربین باعث افزایش فشار در این ناحیه و در نتیجه کل توزیع فشار را تحت تاثیر قرار می‌دهد. منبع تولید انرژی نیز تاثیر قابل توجهی در افزایش دمای سیال عامل دارد. با استفاده از پارامتر تولید آنتروپی، نواحی تولید انرژی ناشی از حرارت و تلفات حرارتی مشخص می‌شود، که به دلیل عدم وجود منبع حرارتی (به غیر از لزجت)، تلفات حرارتی اهمیت ویژه‌ای می‌یابد. در معادله تولید آنتروپی جریان متلاطم، جمله اتلاف انرژی جنبشی متلاطم نسبت به سایر جمله‌ها دارای تاثیر بیشتری می‌باشد، بنابراین توزیع اتلاف انرژی جنبشی تلاطم درون کوپلینگ نمایش داده شده که در انتها کانال هر چرخ این تلفات افزایش می‌یابد. عوامل تولید اتلاف انرژی جنبشی تلاطم را در جریان‌های ثانویه، گردابه‌ای و چرخشی درون کوپلینگ دانست. بنابراین به منظور کاهش این تلفات

گرمایی بهتر است با مطالعه تجربی این محل و جریان‌های احتمالی ایجاد شده، راه‌حلی به منظور کاهش تلفات جریان پیشنهاد شود.

منحنی توزیع دما، سرعت و خط جریان درون کویلینگ، نشان می‌دهد که صفحه نصب شده بر پره پمپ، تاثیری کمی بر میدان جریان دارد.

در این گزارش تاثیر افزایش فاصله چرخ پمپ و توربین، بر رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی کویلینگ نیز مورد بررسی قرار گرفت که مقایسه کمیت‌های جریان در این حالت با کمیت‌های مدل اصلی، نتایج زیر را به دنبال دارد. این نتایج نشان می‌دهد، افزایش فاصله چرخ‌ها راه‌حلی مناسب برای بهبود عملکرد کویلینگ نمی‌باشد:

۱- افزایش فاصله چرخ‌ها، باعث افزایش تلفات توانی نسبت به حالت اصلی شده است، که میزان این افزایش حدود ۶۵ کیلووات می‌باشد.

۲- افزایش فاصله چرخ‌ها، دمای متوسط عملکردی کویلینگ و بیشینه دمای ایجاد شده را افزایش می‌دهد.

۳- با افزایش فاصله چرخ پمپ و توربین، جریان‌های ثانویه و گردابی شدیدی در فضای بین چرخ‌ها ایجاد می‌شود و جریان ثانویه ایجاد شده در گودی چرخ‌ها را کاهش می‌دهد.

یکی دیگر از موارد بررسی شده در این مطالعه، تاثیر جابجایی فین‌های حرارتی روی بدنه کویلینگ می‌باشد. نتایج این بررسی که به شرح زیر می‌باشد نشان می‌دهد، جابجایی فین‌ها می‌تواند راه‌حل مناسبی برای بهبود عملکرد حرارتی کویلینگ باشد:

۱- جابجایی فین‌ها، باعث کاهش حدود ۸ کیلوواتی تلفات توانی نسبت به حالت اصلی می‌شود.

۲- جابجایی فین‌ها، باعث کاهش متوسط دمای عملکردی کویلینگ نسبت به مدل اصلی می‌شود.

## ۲-۵- پیشنهادات

با توجه به تغییرات صورت گرفته در ساخت کویلینگ، توصیه می‌شود با تهیه مدلی از این نوع

کوپلینگ، مطابق روش ذکر شده نسبت به حل عددی آن اقدام نموده تا با تغییرات صورت گرفته در پارامترهای جریان، ناشی از تغییر هندسه آشنا شد.

به دلیل وابستگی مقادیر فشار و سایر پارامترها به نسبت حجمی هوا به روغن، بررسی مناسب‌ترین نسبت حجم هوا به روغن که مقادیر بیشینه دما را نسبت به سایر درصدهای حجمی کاهش دهد، توصیه می‌شود.

یک نوع دیگر از کوپلینگ‌های هیدرولیکی، کوپلینگ جریان متغیر می‌باشد که توصیه می‌شود از با تهیه مدلی از این نوع کوپلینگ به مقایسه آن با کوپلینگ جریان ثابت پرداخته شود.

راهکارهای متفاوتی به منظور تغییر هندسه و تاثیر آن بر تلفات وجود دارد، که با بررسی این راهکارها و میزان تاثیر آنها بر تلفات، سعی در ایجاد مدلی بهینه از نظر تلفاتی و حرارتی صورت گیرد.

## منابع

- [۱] گوپری، کوروش، ۱۳۹۰. "طراحی و ساخت کوپلینگ هیدرولیکی با ظرفیت انتقال ۱۶۰ کیلووات جهت راهاندازی نرم و آرام به منظور جلوگیری از صدمه دیدن الکتروموتور فن‌های کولینگ تاور نیروگاه بیستون"، دومین همایش بین‌المللی چیلر و برج خنک کن ایران،  
URL: [www.tasisatconf.ir](http://www.tasisatconf.ir)
- [2] Wallace, F. J., Whitfield, A. and Sivalingam, R. 1978 "A theoretical model for the performance prediction of fully filled fluid couplings". *International Journal of Mechanical Sciences*, 20, 335 – 347.
- [3] Lee, C., Jang, W., Lee, J., Lim, W., 2000, "Three dimensional flow field simulation to estimate performance of a torque converter", SAE Technical Paper.
- [4] Maqableh A.M., 2011, "Mathematical Modelling of Partially Filled Fluid Coupling Behaviour", *World Academy of Science Engineering and Technology*, pp. 1183-1188.
- [5] Sinclair, H., 1935, "Recent developments in hydraulic couplings", *Proc. Institute of Mechanical Engineers*, 130, pp.75-191.
- [6] Ishihara T., Furuya S. and Mori K. 1967, "Characteristics of fluid coupling". *Bulletin of Japanese Society of Mechanical Engineers*, 33, 496-508 (in Japanese).
- [7] Whitfield A., Sivalingam R. and Wallace F. J., 1978, "The performance prediction of fluid coupling with the introduction of a baffle plate", *Int J Mech Sc~ Vol, 20*, pp. 729-736.
- [8] Uchiyama, K., Takagi, T. and Okazaki, T., 1980 "Relationship between fluctuation of output shaft rotation speed and internal flow in fluid coupling of variable filling type". *Bulletin of JSME*, 46 (405), 893-901 (in Japanese).
- [9] Middelman, V." Analysis des systemverhaltens hydrodynamischer kupplungen bei variation der kreislaufgeometrie". PhD thesis, 1992, Ruhr-Universität Bochum (in German).
- [10] Wiennholt, H. "Verlustzustand und instabilitaten der stromung in hydrodynamischen kupplungen bei variation der schaufelgitter". PhD Dissertation, 1993, Ruhr-Universität Bochum (in German).

- [11] Tagenaga, H., Tsutsumi, M., Masuzawa, C. and Suguro, Y. 1999, "A flow visualization of internal flow of scoop tube type fluid coupling". Proc of 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, July, San Francisco, Paper no FEDSM99-7201.
- [12] Matsui, J., Kurokawa, J. and Imamura, H. 2003, "An experimental study on the very slow reduction of torque in a variable capacity type fluid coupling". Bulletin of JSME, Turbomachinery, 31 (12), 739-744 (in Japanese).
- [13] Brun, K. and Flack, R., 2005, "Fundamental analysis of the secondary flows and jet-wake in a torque converter pump - part I: model and flow in a rotating passage". Journal of Fluids Engineering, ASME trans, 127, 66-74.
- [14] Hampel, U., Hoppe, D., Diele, K.-H., Fietz, J., Höller, H., Kernchen, R., Prasser, H.-M., Zippe C., 2005. "Application of gamma tomography to the measurement of fluid distributions in a hydrodynamic coupling", Flow Measurement and Instrumentation, pp. 85–90.
- [15] Da Silva, M.J., Lu, Y., Sühnel, T., Schleicher, E., Thiele, S., Kernchen, R., Diele, K.-H., Hampel, U., 2008. "Autonomous planar conductivity array sensor for fast liquid distribution imaging in a fluid coupling", Sensors and Actuators, pp. 508-515.
- [16] Qualman, J. W. and Egbert, E. L., 1978, "Fluid couplings passenger car automatics transmission". Passenger Car Autom. Transm., SAE Transm. Workshop Meeting, 2nd Edn, Adv. Engng, 5, pp.137-150. (SAE., New York)
- [17] Wallace, F. J., Whitfield, A. and Sivalingam, R., 1978, "A theoretical model for the performance prediction of fully filled fluid couplings". International Journal of Mechanical Sciences, , 20, pp.335 – 347.
- [18] Whitfield, A., Sivalingam, R. and Wallace, A. 1978, "The performance prediction of fluid coupling with the introduction of a baffle plate". International Journal of Mechanical Sciences, 20, pp.729-736.
- [19] Bai, L., Blomerius, H., Mitra, N. K., and Fiebig, M., 1994. "Numerical Simulation of Unsteady Incompressible 3D Turbulent Flow in Fluid Coupling with Inclined Blades," presented in ASME—Winter Annual Meeting, Chicago, published in DSC—Vol. 55-2, pp. 609-616.
- [20] Huitenga, H., Formanski, T., Mitra, N.K. and Fiebig, M., 1995. "3D flow structures and operating characteristic of an industrial fluid coupling". Proc. of

- the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME, Houston, TX, USA, 5-8 June 1995, ASME Paper 95-GT-52, 1-6.
- [21] Kost, A., Mitra, N. K., and Fiebig, M., 1994. "Numerical Simulation of 3D Periodic Flow in Fluid Couplings," *Acta Meclianica*, Vol. 4, pp. 199-205.
- [22] Bai L., Fiebig M., Mitra N.K., 1997, "Numerical analysis of Turbulent Flow in Fluid coupling", *Journal of Fluid Engineering*, vol. 119, pp.569-576.
- [23] Huitenga, H. and Mitra, N.K., 2000, "Improving startup behaviour of fluid couplings through modification of runner geometry: part 1 – fluid flow analysis and proposed improvement and part 2 modification of runner geometry and its effect on the operation characteristics". *Journal of Fluids Engineering*, ASME trans, 2000, 122, 683-687 and 689-693.
- [24] SUN, Z., Chew, J., Fomison, N., Edwards, D., 2009, "Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Industrial Fluid Couplings", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol 223, pp. 2049-2062.
- [25] Song, B., LV, J., Zhao, G., Fan Kong, F., 2010. "Numerical Simulation on Gas-liquid Two-phase Flow in Fluid Coupling during Braking", *computer Science and Information Technology (ICCSIT)*, 3rd IEEE International Conference on, Volume: 5, Source: [IEEE Xplore](#).
- [26] Chai, B., Ma, W., Liu, Ch., 2011. "Analysis of Internal Flow Field in Fluid Coupling Based on Numerical Simulation and Experimental Measurement". *International Conference on Fluid Power and Mechatronics-FPM*, 17-20, Aug 2011, pp. 742 – 747.
- [27] Musavi-jahromi, S.H., 1996, "Water quality modeling of the river system", PhD Thesis submitted to the University of Wollongong, Australia.
- [۲۸] کتاب، هاشم آبادی، حسن، دهنوی، محمد علی، ۱۳۹۰، "شبیه‌سازی CFD جریان چند فازی با نرم افزار FLUENT"، اندیشه سرا، تهران.
- [۲۹] حائری، سینا، ۱۳۸۵. "بررسی جریانهای دو فازی گاز مایع به روش CFD"، سمینار کارشناسی ارشد-دانشگاه علم و صنعت.
- [۳۰] کتاب، دهقانی سانچ، محمد امین، ۱۳۸۷، "شبیه‌سازی عددی با نرم افزار فلوئنت"، شرکت ناقوس اندیشه، تهران.

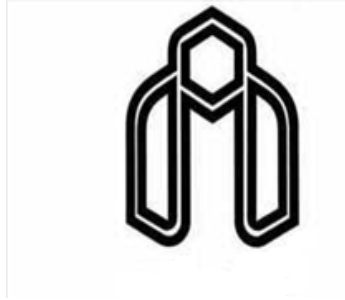
## **Abstract**

In Power Plant Industries, frequently hydraulic coupling are used to transmission of power from electromotors to the high power pumps and ventilators (fans) due to the lack of physical confrontations in compared with mechanical couplings. However, because of the oil trapped in the coupling region of a continuous function and thermogenesis, the physical and chemical properties of the oil has lost and turns in to the mud (an early disability of coupling) that problem can be greatly delayed by correct analysis of thermal behavior and proper cooling. Thus, in this paper, thermal and hydrodynamic behavior of mixtures of oil and air in a power plant hydraulic coupling simulated and assessed by FLUENT software. The aim of this study is to identify the locations of the secondary flows and vortex which has the greatest role in thermogenesis .and also, determine the areas (fluid and body coupling) with high temperature. In this simulation, the inside factor fluid flow of coupling is examined in three-dimensional mode, biphasic systems and turbulence. The velocity and temperature distribution inside the fluid and the temperature distribution on the body of coupling are calculated and analyzed. The simulated results indicate that the maximum temperature is occurred at the outer diameter of turbine coupling (where the eddy and secondary flows occur). At the end, the effect of increase of distance between the pump and turbine wheel and also the effect of body thermal fins displacement on the performance of coupling and the reduction of thermal and hydraulic dissipation has been studied.

## **Keywords**

Fluid coupling, Fluent, Temperature distribution, Two phase fluid, Pump and turbine coupling.





**Shahrood University of Technology**

**Faculty of Mechanical Engineering**

**Examination of the energy losses in internal flow of  
fluid coupling and reduction strategies**

**Hojjat Raznahan**

**Supervisor:**

D.r Seyed Majid Hashemian

**Advisor:**

D.r Poorya Akbarzade

September 2014