



دانشگاه تبریز  
دانشکده فنی مهندسی مکانیک  
گروه مهندسی مکانیک

پایان نامه

برای دریافت درجه کارشناسی ارشد در رشته مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی

عنوان

**مطالعه تجربی و عددی ضرایب افت پارامترهای هیدرولیکی پمپ گریز از  
مرکز در انتقال سیال ویسکوز**

**استاد راهنما**

دکتر میر بیوک احقاقی بناب

**استاد مشاور**

دکتر محمد تقی شروانی تبار

**پژوهشگر**

زهرا پورشریفی

شهریور ۸۹

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## تقدیر و تشکر

حال که باعنایت خدای مهربانم تحقیق حاضر به اتمام رسیده است، لازم است از کلیه عزیزانی که در

این پایاننامه، مرا مساعدت و یاری نموده اند، مراتب تشکر و قدردانی را بعمل بیاورم:

ابتدا سپاس گزارم از پدر و مادر مهربان و فداکارم که طی تمامی مراحل زندگی، حامی و مشوق من

بوده اند. از زحمات فراوان، راهنمایی های دلسوزانه و همچنین حمایت های بی دریغ استاد ارجمندم

جناب آقای دکتر میر بیوک احقاقی بناب در هدایت و راهبرد این پایاننامه صمیمانه تشکرو سپاسگزاری

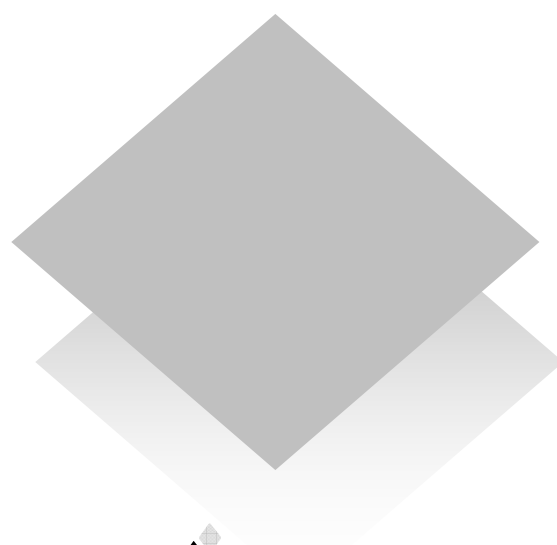
می نمایم. همچنین از جناب آقای دکتر محمد تقی شروانی تبار جهت قبول زحمت مشاوره این

پایاننامه کمال تشکر را دارم.

در پایان از کمک های صادقانه خواهر عزیزم، و تمامی دوستانی که همواره باعث دلگرمی اینجانب بوده

اند، قدردانی می نمایم.

نام خانوادگی: پورشریفی	نام: زهرا
عنوان پایان نامه : مطالعه تجربی و عددی ضرایب افت پارامتر های هیدرولیکی پمپ گریز از مرکز در انتقال سیال ویسکوز	
استاد راهنما: دکتر میر بیوک احقاقی بناب	استاد مشاور: دکتر محمدتقی شروانی تبار
مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد	رشته: مهندسی مکانیک
دانشگاه: تبریز	گرایش: تبدیل انرژی
تاریخ فارغ التحصیلی: شهریور ۸۹	تعداد صفحات: ۸۶
کلید واژه ها: پمپ گریز از مرکز، سیال ویسکوز، ضرایب افت، آزمایش تجربی، شبیه سازی عددی، راندمان پمپ.	
<p style="text-align: right;"><b>چکیده:</b></p> <p>در طراحی پمپ های گریز از مرکز براساس تئوری اولر، سیال را ایده ال فرض می کنند و کلیه پمپ های گریز از مرکز تولید شده در دنیا، برای آب طراحی و تست می گردند. ولی در عمل به دلیل ویسکوزیته سیال، مشخصات هیدرولیکی پمپ از قبیل هد ودبی آن و هم چنین راندمان کاهش پیدا نموده و توان مصرفی آن افزایش پیدا می کند. تعیین ضرایب افت مربوط به مقادیر دبی، هد و راندمان پمپ جهت پمپاژ سیال ویسکوز از اهمیت فوق العاده ای در صنعت برخوردار می باشد. در این پروژه سعی شده است، از طریق به کارگیری نرم افزار Fluent، رفتار هیدرودینامیکی نمونه پمپ گریز از مرکز موجود در صنعت در رابطه با دوسیال ویسکوز و سیال آب مطالعه و توزیع فشار، سرعت های نسبی و سرعت های مطلق و سایر پارامترهای مورد نظر در پاساژ پروانه پمپ به دست می آید. هم چنین، با استفاده از سکوی تست و نصب پمپ فوق الذکر در آن، منحنی های مشخصه پمپ برای آب و سیالات ویسکوز، استخراج شده و با نتایج عددی مقایسه گردیده است. و در نهایت با تحلیل نتایج عددی و تجربی به دست آمده، ضرایب افت پارامترهای هیدرولیکی جهت انتقال سایر سیالات ویسکوز توسط پمپ گریز از مرکز مورد تست استخراج شده است. با تحلیل داده های به دست آمده از حل عددی و داده های به دست آمده از تست تجربی توسط نرم افزار آماری SPSS روابطی برای پارامتر های هیدرولیکی بر اساس ویسکوزیته ی سیال عامل استخراج شده است. این روابط امکان پیش بینی معقولی از عملکرد پمپ مذکور را در شرایط جدید، یعنی پمپاژ سیالات ویسکوز، تنها با در دست داشتن لزجت سینماتیکی سیال عامل فراهم می آورد.</p>	



# فهرست مطالب

## فهرست مطالب

صفحه

عنوان

### فصل اول: بررسی منابع و پیشینه پژوهش

- ۱-۱- تعریف موضوع پروژه و اهمیت و جایگاه آن در مهندسی ----- ۲
- ۲-۱- تأثیرات ویسکوزیته بالا بر روی تلفات و مشخصات اجرایی ----- ۲
- ۳-۱- تلفات اصطکاکی دیسک ----- ۳
- ۴-۱- تلفات هیدرولیکی ----- ۴
- ۵-۱- مشخصات عملکردی پمپ ----- ۵
- ۶-۱- تخمین مشخصات هیدرولیکی ویسکوز با استفاده از مشخصات هیدرولیکی سیال آب ----- ۷
- ۷-۱- آنالیز افت‌ها ----- ۷
- ۸-۱- محاسبه‌ی مشخصه‌های عملکردی در حالت پمپاژ سیال ویسکوز ----- ۱۲
- ۹-۱- تأثیر ویسکوزیته بر ظرفیت مکش ----- ۱۴
- ۱۰-۱- نکات مربوط به پمپاژ سیالات ویسکوز ----- ۱۵
- ۱۱-۱- پیشینه پژوهش ----- ۱۶

### فصل دوم: مواد و روش‌ها

- ۱-۲- شرح مدار هیدرولیکی ----- ۴۰
- ۲-۲- فرمول بندی داده‌های تجربی ----- ۴۱
- ۳-۲- حل عددی میدان جریان ----- ۴۲
- ۴-۲- انواع روش حل معادلات اساسی ----- ۴۳
- ۵-۲- خطی‌سازی ----- ۴۴
- ۶-۲- مدل توربولانس ----- ۴۴
- ۷-۲- شرایط مرزی ----- ۵۱
- ۸-۲- روش ارتباط فشار - سرعت ----- ۵۳
- ۹-۲- انتخاب روش مجزاسازی ----- ۵۴
- ۱۰-۲- تنظیم خواص فیزیکی سیالات مورد استفاده ----- ۵۵

۱۱-۲- همگرایی محاسبات عددی ----- ۵۵

۱۲-۲- فرمول بندی داده های عددی ----- ۵۶

### فصل سوم: نتایج و بحث

۱-۳- استقلال از شبکه ----- ۵۸

۲-۳- توزیع فشار استاتیکی در داخل پمپ ----- ۵۸

۳-۳- داده های بدست آمده از تست تجربی ----- ۶۶

۴-۳- داده های بدست آمده از حل عددی ----- ۶۸

۵-۳- مقایسه ی نتایج به دست آمده از حل عددی با نتایج تجربی ----- ۶۹

۶-۳- تأثیرات ویسکوزیته بر عملکرد پمپ گریز از مرکز ----- ۷۸

۷-۳- تعیین ضرایب افت ----- ۸۱

۸-۳- خلاصه نتایج ----- ۸۴

۹-۳- پیشنهاد برای کارهای آینده ----- ۸۴

منابع و مأخذ ----- ۸۵

## فهرست جداول

عنوان	صفحه
جدول (۱-۲) - مقادیر پیشنهادی برای انرژی جنبشی آشفتگی	۴۷
جدول (۲-۲) - مقادیر بهینه برای ضرائب به کار رفته در مدل توربولانس	۴۹
جدول (۳-۲) - مقادیر پیشنهادی برای ضرائب به کاررفته در مدل $RNG k - \epsilon$	۵۰
جدول (۴-۲) - مقادیر اصلاحی برای ضرائب به کاررفته در مدل $RNG k - \epsilon$	۵۱
جدول (۱-۳) - مقادیر تجربی مربوط به هد، توان مصرفی و راندمان برای سیال آب	۶۷
جدول (۲-۳) - مقادیر تجربی بدست آمده برای سیال ویسکوز با گرانیوی ۴۳ سانتی استوکس	۶۸
جدول (۳-۳) - مقادیر تجربی بدست آمده برای سیال ویسکوز با گرانیوی ۶۲ سانتی استوکس	۶۸
جدول (۴-۳) - مقادیر حل عددی مربوط به هد، توان مصرفی و راندمان برای سیال آب	۶۸
جدول (۵-۳) - مقادیر حل عددی محاسبه شده برای سیال ویسکوز با گرانیوی ۴۳ سانتی استوکس	۶۸
جدول (۶-۳) - مقادیر حل عددی محاسبه شده برای سیال ویسکوز با گرانیوی ۶۲ سانتی استوکس	۶۹
جدول (۷-۳) - مقایسه مقادیر تجربی و عددی هد و درصد خطا در پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال سیال آب	۷۰
جدول (۸-۳) - مقایسه مقادیر تجربی و عددی هد و درصد خطا برای روغن صنعتی با گرانیوی ۴۳ سانتی استوکس	۷۰
جدول (۹-۳) - مقایسه مقادیر تجربی و عددی هد و درصد خطا برای انتقال روغن صنعتی با گرانیوی ۶۲ سانتی استوکس	۷۱
جدول (۱۰-۳) - مقایسه مقادیر توان مصرفی تجربی و عددی و درصد خطا برای سیال آب	۷۲
جدول (۱۱-۳) - مقایسه مقادیر توان مصرفی تجربی و عددی و درصد خطا برای روغن با گرانیوی ۴۳ سانتی استوکس	۷۳
جدول (۱۲-۳) - مقایسه مقادیر توان مصرفی تجربی و عددی و درصد خطا برای روغن با گرانیوی ۶۲ سانتی استوکس	۷۴
جدول (۱۳-۳) - مقایسه مقادیر تجربی و عددی راندمان و درصد خطا برای سیال آب	۷۵
جدول (۱۴-۳) - مقایسه مقادیر تجربی و عددی راندمان و درصد خطا برای سیال روغن با گرانیوی ۴۳ سانتی استوکس	۷۶
جدول (۱۵-۳) - مقایسه مقادیر تجربی و عددی راندمان و درصد خطا برای روغن با گرانیوی ۶۲ سانتی استوکس	۷۷



## فهرست شکل‌ها

صفحه	عنوان
۴	شکل (۱-۱) - نسبت تلفات اصطکاکی دیسک به توان مفید پروانه
۵	شکل (۲-۱) - تغییرات $F_{\eta}$ به عنوان تابعی از ویسکوزیته دینامیکی
۵	شکل (۳-۱) - منحنی‌های مشخصه پمپ سانتریفوژ در حالت پمپاژ سیالات ویسکوز
۶	شکل (۴-۱) - نتایج تجربی افزایش ویسکوزیته بر عملکرد پمپ سانتریفوژ
۸	شکل (۵-۱) - منحنی ضریب تصحیح راندمان
۸	شکل (۶-۱) - منحنی ضریب تصحیح هد
۱۳	شکل (۷-۱) - تخمین مشخصه‌های عملکردی پمپ سانتریفوژ با استفاده از ضرایب افت، هنگام پمپاژ سیالات ویسکوز
۱۸	شکل (۸-۱) - شبکه‌بندی محاسباتی بکار رفته برای پروانه و محفظه پمپ
۱۹	شکل (۹-۱) - نقاط گرهی انتخابی در پاساژ پروانه، محفظه‌ی پمپ و نازل رانش
۲۰	شکل (۱۰-۱) - شبکه بندی مجرای مکش، پروانه و محفظه‌ی پمپ
۲۳	شکل (۱۱-۱) - شبکه بندی مجرای ورودی، پروانه، محفظه‌ی پمپ، دیفیوزر و مجرای خروجی
۲۵	شکل (۱۲-۱) - موقعیت قرارگیری ردیاب‌ها در محفظه‌ی پمپ
۲۸	شکل (۱۳-۱) - شمای کلی مدار تست پمپ هنگام پمپاژ سیالات ویسکوز
۲۸	شکل (۱۴-۱) - منحنی‌های مشخصه پمپ برای هر دو حالت پمپاژ آب و روغن
۳۰	شکل (۱۵-۱) - پروفیل سرعت نسبی برای هر دو سیال آب و روغن در حالت بارگذاری کامل
۳۱	شکل (۱۶-۱) - پروفیل سرعت نسبی برای آب و روغن در حالت بارگذاری جزئی
۳۲	شکل (۱۷-۱) - الگوی جریان در BEP برای سیال عامل آب و روغن در حالت بارگذاری کامل
۳۳	شکل (۱۸-۱) - الگوی جریان در BEP برای سیال عامل آب و روغن در حالت بارگذاری جزئی
۳۴	شکل (۱۹-۱) - شمای کلی مدار تست برای تعیین مقدار بهینه پره‌های چرخ متحرک برای پمپاژ سیالات ویسکوز
۳۵	شکل (۲۰-۱) - منحنی‌های مشخصه پمپ سانتریفوژ هنگام پمپاژ سیالات ویسکوز برای تعداد پره‌های متفاوت
۳۶	شکل (۲۱-۱) - منحنی راندمان بر حسب دبی برای دو ویسکوزیته‌ی متفاوت و پنج پروانه‌ی مختلف
۴۰	شکل (۱-۲) - شکل شماتیکی مدار هیدرولیکی تست تجربی
۵۳	شکل (۲-۲) - حجم کنترل مورد استفاده در معادلات اساسی
۵۸	شکل (۱-۳) - مقادیر هد پمپ با سه شبکه بندی متفاوت برای سیال آب
۶۱	شکل (۲-۳) - توزیع فشار استاتیک برای سیال آب با لزجت ۱ سانتی استوکس در دبی‌های متفاوت
۶۳	شکل (۳-۳) - توزیع فشار استاتیک برای روغن صنعتی با لزجت ۴۳ سانتی استوکس در دبی‌های متفاوت
۶۶	شکل (۴-۳) - توزیع فشار استاتیک برای روغن صنعتی با لزجت ۶۲ سانتی استوکس در دبی‌های متفاوت
۶۹	شکل (۵-۳) - مقایسه تجربی و عددی منحنی H-Q در پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال سیال آب

- شکل (۳-۶) - مقایسه تجربی و عددی منحنی H-Q برای روغن صنعتی با گرانروی ۴۳ سانتی استوکس ----- ۷۰
- شکل (۳-۷) - مقایسه تجربی و عددی منحنی H-Q برای روغن صنعتی با گرانروی ۶۲ سانتی استوکس ----- ۷۱
- شکل (۳-۸) - مقایسه تجربی و عددی منحنی  $P_{in}$ -Q در پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال سیال آب ----- ۷۲
- شکل (۳-۹) - مقایسه تجربی و عددی منحنی  $P_{in}$ -Q برای روغن صنعتی با گرانروی ۴۳ سانتی استوکس ----- ۷۳
- شکل (۳-۱۰) - مقایسه تجربی و عددی منحنی  $P_{in}$ -Q برای روغن صنعتی با گرانروی ۶۲ سانتی استوکس ----- ۷۴
- شکل (۳-۱۱) - مقایسه تجربی و عددی منحنی  $\eta$ -Q در پمپ گریز از مرکز هنگام انتقال سیال آب ----- ۷۵
- شکل (۳-۱۲) - مقایسه تجربی و عددی منحنی  $\eta$ -Q برای روغن صنعتی با گرانروی ۴۳ سانتی استوکس ----- ۷۶
- شکل (۳-۱۳) - مقایسه تجربی و عددی منحنی  $\eta$ -Q برای روغن صنعتی با گرانروی ۶۲ سانتی استوکس ----- ۷۷
- شکل (۳-۱۴) - نمودار هد برحسب دبی هنگام انتقال سیالات لزج ----- ۷۸
- شکل (۳-۱۵) - نمودار توان مصرفی برحسب دبی هنگام انتقال سیالات لزج ----- ۷۹
- شکل (۳-۱۶) - نمودار راندمان برحسب دبی هنگام انتقال سیالات لزج ----- ۸۰

## علایم و اختصارات

سطح مقطع ترشده	A
مساحت رویه ی سلول	$A_f$
ضرایب ثابت	$A_1, A_2, A_3$
ضرایب ثابت	a, b, c, d, e
ترم اتلاف شناوری	B
ضرایب ثابت	$B_1, B_2, B_3$
نقطه ی بهترین راندمان پمپ	BEP
سرعت مطلق سیال	C
سرعت دبی دهنده	$C_{1m}$
تصویر سرعت مطلق سیال در راستای محور چرخ	$C_u$
ضریب اصطکاک	$C_f$
ضریب اصطکاک در جریان های آرام	$C_{f, lam}$
ضریب اصطکاک برای سیال لزج	$C_{f, v}$
ضریب اصطکاک برای آب	$C_{f, w}$
ضریب اصطکاک سطوح زبر	$C_{f, rough}$
ضریب اصطکاک سطوح صاف	$C_{f, smooth}$
فاکتور زبری معادل	$C_{eq}$
ظرفیت گرمایی سیال	$C_p$
ضریب تجربی ویسکوزیته در مدل توربولانس	$C_\mu$
ضرایب تجربی ثابت در مدل توربولانس	$C_1, C_2, C_3$
قطر بیرونی پمپ با احتساب تیغه های هادی	$d_{RS}$
قطر هیدرولیکی	$D_h$
ضریب افت دبی	$F_Q$
ضریب افت هد	$F_H$
ضریب افت راندمان	$F_\eta$
ضریب افت NPSH	$F_{NPSH}$
تأثیر زبری بر اصطکاک دیسک در پروانه	$f_{R, imp}$
تأثیر زبری بر اصطکاک دیسک در محفظه	$f_{R, cas}$
تأثیر جریان نشتی بر اصطکاک دیسک	$f_L$
تأثیر تیغه های بیرونی پمپ	$f_{RS}$
چشمی پروانه به ازای تعداد پروانه	$f_q$
ضریب شکل چرخ متحرک	$f_{geo}$
تأثیرات گرمایی	$f_{therm}$
نیروی بدنی	$F_i$
شتاب گرانشی زمین	G
ترم تولید برشی	G
هد پمپ در حالت پمپاژ سیال ویسکوز	$H_v$
هد پمپ در حالت پمپاژ آب	$H_w$
هد تئوری	$H_{th}$
هد بهینه ی پمپ	$H_{opt}$

هد تولیدی توسط یک طبقه از پمپ	$H_{st}$
نرخ جریان جرمی ازوجه F	$J_f$
نرخ تصحیحی جریان جرمی ازوجه F	$J'_f$
نرخ اصلاح شده جریان جرمی ازوجه F	$J^*_f$
ضریب اصطکاک در حالت پمپاژ سیال ویسکوز	$K_{RR,v}$
ضریب اصطکاک در حالت پمپاژ آب	$K_{RR,w}$
چرخش جریان	$K_o$
انرژی جنبشی آشفستگی	$K$
دور پمپ	$n_q$
مقدار مینا برای دور پمپ	$n_{ref}$
فشار استاتیک	$P$
فشار سکون در دستگاه مختصات نسبی	$P^*$
فشار مکش	$P_1$
فشار رانش	$P_2$
فشار بین دو سلول مجاور	$P_C$
توان خروجی پمپ	$P_{out}$
توان ورودی پمپ	$P_{in}$
توان در حالت پمپاژ سیال ویسکوز	$P_v$
توان مفید پمپ	$P_u$
تلفات مکانیکی	$P_m$
تلفات دیسک	$P_{RR}$
تلفات اصطکاکی دیسک	$P_{ds}$
پیرامون تر شده	$P$
دبی در حالت پمپاژ سیال ویسکوز	$Q_v$
دبی در حالت پمپاژ آب	$Q_w$
دبی بهینه	$Q_{opt}$
دبی مینا	$Q_{ref}$
دبی نشستی در ورودی پروانه	$Q_{sp}$
دبی جریان درون قسمتهای بالانس کننده نیروی محوری	$Q_E$
دبی نشستی از آب بندها	$Q_{S3}$
نسبت دبی به دبی بهینه	$q$
مختصات شعاعی	$R$
عدد رینولدز	$Re$
عدد رینولدز تغییر یافته	$Re_{mod}$
مقدار مانده در محاسبات عددی	$R^\Phi$
شعاع خروجی چرخ متحرک	$r_2$
شعاع آب بند	$r_{sp}$
ترم منبع	$S_c$
ترم منبع در حالت تغییر فاز	$S_m$
فاصله‌ی عمودی بین پروانه و محفظه‌ی پمپ	$S_{ax}$
قسمت عمودی محفظه در فاصله‌ی لقی پروانه	$t_{ax}$
زمان	$T$
دمای سیال ویسکوز	$T$
سرعت محیطی نوک پره	$U_2$

سرعت سیال در خط مکش	$V_1$
سرعت سیال در خط رانش	$V_2$
سرعت نسبی	$W$
مختصات محوری	$X$
تلفات اصطکاکی	$Z_R$
تلفات مخلوط	$Z_M$
تلفات اصطکاکی در حالت پمپ آب	$Z_{R,w}$
تلفات مخلوط در حالت پمپ آب	$Z_{M,w}$
تلفات اصطکاکی در حالت پمپ سیال ویسکوز	$Z_{R,v}$
تلفات مخلوط در حالت پمپ سیال ویسکوز	$Z_{M,v}$
ارتفاع ورودی پمپ از حالت مبنا	$Z_1$
ارتفاع خروجی پمپ از حالت مبنا	$Z_2$
تعداد طبقات پمپ	$Z_{st}$

## علایم یونانی

سرعت زاویه ای چرخ متحرک	$\omega$
سرعت مخصوص زاویه ای	$\omega_s$
نرخ اضمحلال ویسکوز	$\mathcal{E}$
زبری معادل	$\mathcal{E}$
زبری ماکزیمم	$\mathcal{E}_{max}$
زبری سطح پروانه	$\mathcal{E}_{La}$
زبری سطح دیفیوزر	$\mathcal{E}_{Le}$
زبری میانگین برای کانالهای هیدرولیکی	$\mathcal{E}_{av,h}$
چگالی	$\rho$
ویسکوزیته سینماتیکی	$\nu$
ویسکوزیته سینماتیکی سیال لزج	$\nu_v$
ویسکوزیته سینماتیکی مرجع	$\nu_{ref}$
ویسکوزیته دینامیکی	$\mu$
ویسکوزیته توربولانت	$\mu_t$
راندمان کل	$\eta$
راندمان هیدرولیکی	$\eta_h$
راندمان هر طبقه پمپ	$\eta_{st}$
راندمان حجمی	$\eta_{vol}$
راندمان هیدرولیکی پمپ در حالت پمپ سیال ویسکوز	$\eta_{h,v}$
راندمان هیدرولیکی پمپ در حالت پمپ آب	$\eta_{h,w}$
ضریب هد در نقطه بهترین راندمان	$\psi_{BEP}$
ضریب هد بهینه	$\psi_{opt}$

ضریب جریان درلقى دیواره پروانه	$\phi_{sp}$
ضریب تلفات ورودی	$\zeta_E$
دلتای کرونکر	$\delta_{ij}$
تانسور تنش	$\tau_{ij}$
فاکتور زیر تخفیف فشار	$\alpha_p$
تابع دلخواه	$\phi$
عدد پرائتل توربولانت	$\sigma_k$
عدد اشمیت توربولانت	$\sigma_\varepsilon$
درصدخطا بین مقادیر تجربی و عددی راندمان	$\Delta_{Eff}$
درصدخطا بین مقادیر تجربی و عددی توان مصرفی	$\Delta_{Pin}$
درصدخطا بین مقادیر تجربی و عددی هد	$\Delta_H$
افزایش دما در هر طبقه ی پمپ	$\Delta T_{st}$
زاویه محیطی	$\theta$
زاویه مرکزی بین طرف فشار و مکش پره	$\theta_B$

# فصل اول

بررسی منابع

و پیشینه پژوهش

## ۱-۱- تعریف موضوع پروژه و اهمیت و جایگاه آن در مهندسی:

در طراحی پمپ های گریز از مرکز براساس تئوری اولر، سیال را ایده ال فرض می کنند و کلیه پمپ های گریز از مرکز تولید شده در دنیا، برای آب طراحی و تست می گردند. ولی در عمل به دلیل ویسکوزیته سیال، مشخصات هیدرولیکی پمپ از قبیل هد و دبی آن و هم چنین راندمان کاهش پیدا نموده و توان مصرفی آن افزایش پیدا می کند. تعیین ضرایب افت مربوط به مقادیر دبی، هد و راندمان پمپ جهت پمپاژ سیال ویسکوز از اهمیت فوق العاده ای در صنعت برخوردار می باشد. در این پروژه سعی خواهد شد، از طریق به کارگیری نرم افزارهای موجود، رفتار هیدرودینامیکی نمونه پمپ گریز از مرکز موجود در صنعت در رابطه با یک سیال ویسکوز و سیال آب مطالعه و توزیع فشار، سرعت های نسبی و سرعت های مطلق و سایر پارامترهای مورد نظر در پاساژ پروانه پمپ به دست می آید. هم چنین، با استفاده از سکوی تست و نصب پمپ فوق الذکر در آن، منحنی های مشخصه پمپ برای آب و سیال ویسکوز، استخراج شده و با نتایج عددی مقایسه خواهد گردید و در نهایت با تحلیل نتایج عددی و تجربی به دست آمده، نسبت به تعیین ضرایب افت پارامترهای هیدرولیکی جهت انتقال سایر سیالات ویسکوز توسط پمپ های گریز از مرکز و ارائه روابط تجربی در این خصوص اقدام خواهد شد.

## ۱-۲- تأثیرات ویسکوزیته بالا بر روی تلفات و مشخصات اجرایی:

هنگامی که یک پمپ سانتریفوژ، سیالی را پمپ می کند که دارای ویسکوزیته ای بیشتر از ویسکوزیته ای آب است، تلفات مضاعفی بر عملکرد پمپ اعمال می شود. بنابراین، مشخصه هایی را که برای پمپ با سیال عامل آب به دست آمده است را نمی توان بدون اعمال ضرایب تصحیح برای پمپاژ سیالات با ویسکوزیته بالا از قبیل روغن های صنعتی بکار برد. در مقادیر بالای ویسکوزیته دینامیکی می توان رژیم جریان را آرام فرض کرد. بسته به اندازه و سرعت پمپ، گذر از رژیم توربولانت به رژیم جریان آرام در  $v = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$  اتفاق می افتد. چگونگی تغییر عملکرد پمپ سانتریفوژ، هنگامی که سیال عامل از آب به روغن تغییر پیدا می کند، توسط روشهای تجربی اندازه گیری شده است. برای این منظور، ضرایب تصحیح برای دبی، هد و راندمان به صورت روابط زیر ارائه شده است:

$$F_Q = \frac{Q_V}{Q_W} \quad F_H = \frac{H_V}{H_W} \quad F_\eta = \frac{\eta_V}{\eta_W} \quad (1-1)$$



در روابط فوق، زیرنویس  $W$  نمایانگر سیال آب و زیرنویس  $V$  نمایانگر سیال ویسکوز است. قبل از بررسی این روابط تجربی، چند اصل کلی مربوط به ماهیت فیزیکی سیالات ویسکوز و همچنین اثر ویسکوزیته‌ی بالا بر روی تعادل نیرو در پمپ و اتلافات ثانویه، اجمالاً بیان می‌شود:

۱- تلفات مکانیکی مستقل از جنس ماده‌ی پمپاژ شونده است. بنابراین مقدار تلفات مکانیکی ناشی از پمپاژ سیال ویسکوز و آب یکسان می‌باشد.

۲- تلفات ناشی از میان‌یاتاقان‌های حلقوی، با افزایش ویسکوزیته کاهش می‌یابد. اگرچه این کاهش تلفات در عمل، اثر خود را کمتر نمایان می‌سازد. این موضوع را می‌توان این چنین تفسیر کرد که انرژی مکانیکی ناشی از تنش‌های برشی در شیارهای یاتاقان‌های حلقوی تلف شده و به گرما تبدیل می‌شود. بنابراین، افزایش بیشتر تنش‌های برشی منجر به افزایش دمای سیال عامل می‌شود. با افزایش دما، ویسکوزیته سیال عامل شدیداً افت پیدا می‌کند. بنابراین، می‌توان این چنین بیان کرد که تلفات ناشی با افزایش ویسکوزیته به آرامی کاهش پیدا می‌کند، ولی اثرات کلی این پدیده بر روی راندمان در مقایسه با حالت پمپاژ آب بسیار ناچیز است.

۳- تلفات اصطکاکی دیسک با افزایش ویسکوزیته و یا به عبارتی با کاهش عدد رینولدز، افزایش پیدا می‌کند. تأثیر این نوع تلفات بر روی راندمان، از اهمیت بالایی برخوردار است.

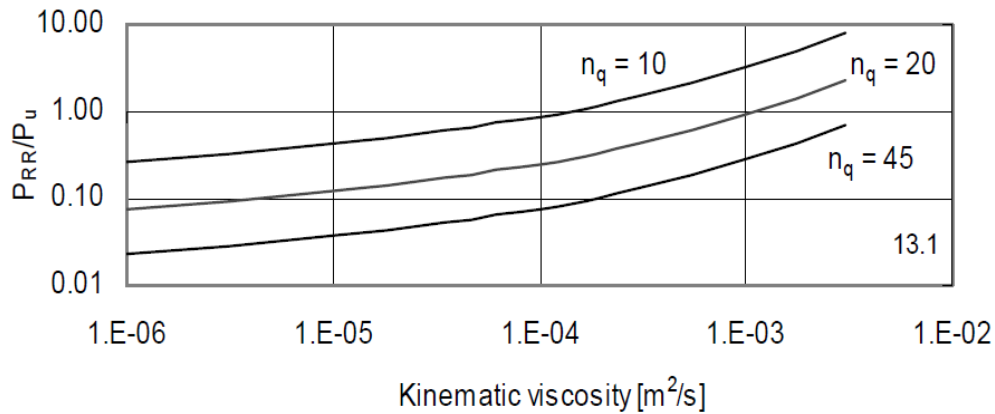
۴- تلفات هیدرولیکی در ورودی پمپ، چرخ پمپ و دیفیوزر پمپ از دو بخش عمده تشکیل شده‌اند: تلفات اصطکاکی که به عدد رینولدز وابسته است و تلفات توربولانت که مستقل از عدد رینولدز هستند.

۵- همانگونه که بیان شد، رژیم جریان برای سیالات با ویسکوزیته بالا به صورت رژیم آرام در نظر گرفته می‌شود. پس بنابراین، زبری سطوح پروانه و کانال‌های هیدرولیکی حائز اهمیت نمی‌باشند [۱].

### ۱-۳- تلفات اصطکاکی دیسک:

نسبت  $\frac{P_{RR}}{P_u}$  یا به عبارتی نسبت تلفات اصطکاکی دیسک به توان مفید پروانه به عنوان تابعی از ویسکوزیته

در منحنی شکل ۱-۱ نشان داده شده است. پارامتر متغیر در این منحنی سرعت مخصوص می‌باشد.



شکل ۱-۱- نسبت تلفات اصطکاکی دیسک به توان مفید پروانه [۱]

می‌توان چنین نتیجه‌گیری کرد که افزایش توان مصرفی و همچنین کاهش راندمان پمپ به هنگام پمپاژ سیالات با ویسکوزیته بالا شدیداً به سرعت مخصوص وابسته است که این پدیده قویاً متأثر از تلفات اصطکاکی دیسک می‌باشد.

#### ۱-۴- تلفات هیدرولیکی:

تلفات هیدرولیکی را می‌توان به عنوان مجموع تلفات اصطکاکی  $Z_R$  و تلفات مخلوط  $Z_M$  در نظر گرفت که تلفات اصطکاکی مستقل از عدد رینولدز و تلفات مخلوط مستقل از ویسکوزیته‌ی سیال عامل است. بنابراین، هد تئوری را برای هر دو حالت می‌توان توسط رابطه‌ی زیر بیان کرد:

$$H_{th} = H_w + Z_{R,W} + Z_{M,W} = H_v + Z_{R,V} + Z_{M,V} \quad (۲-۱)$$

در این رابطه فرض شده است که ویسکوزیته هیچ اثری بر ضریب لغزش و همچنین هد تئوری ندارد. از آنجایی که، تلفات مخلوط، مستقل از عدد رینولدز هستند، می‌توان ترم‌های مربوط به این تلفات را از طرفین رابطه‌ی فوق حذف کرد و تحت تعریف  $f_H$ ،  $H_v$  را به  $H_w$  مربوط کرد:

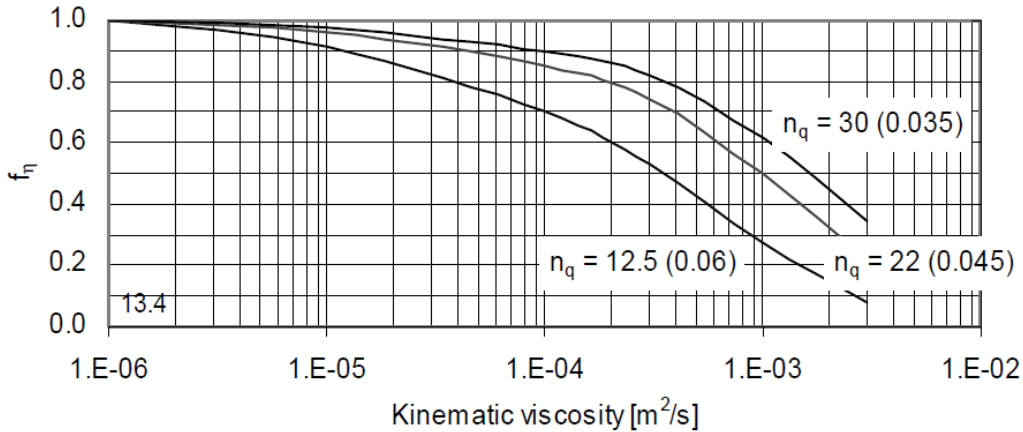
$$F_H = \frac{H_v}{H_w} = \frac{\eta_{h,v}}{\eta_{h,w}} = 1 - \frac{Z_{R,W}}{H_w} \left[ \frac{Z_{R,V}}{Z_{R,W}} - 1 \right] = 1 - \frac{Z_{R,W}}{H_w} \left[ \frac{C_{F,V}}{C_{F,W}} - 1 \right] \quad (۳-۱)$$

با در دست داشتن نسبت تلفات اصطکاکی به هد پمپ در حالت پمپاژ آب ( $Z_{R,w} / H_w$ ) می‌توان از رابطه‌ی فوق افت هد را در هنگام پمپاژ سیالات ویسکوز محاسبه کرد.

با استفاده از روابط موجود، رابطه‌ی زیر برای ضریب تصحیح راندمان استخراج می‌شود:

$$F_{\eta} = F_H \frac{1 + \left[\frac{P_{RR}}{P_u}\right] \eta_{VOL} \eta_{h,v}}{1 + \left[\frac{P_{RR}}{P_u}\right] \frac{K_{RR,v}}{F_Q K_{RR,w}} \eta_{VOL} \eta_{h,w}} \quad (4-1)$$

تغییرات  $F_{\eta}$  به عنوان تابعی از ویسکوزیته دینامیکی و بر حسب پارامتر متغیر سرعت مخصوص در منحنی شکل ۲ نشان داده شده است.

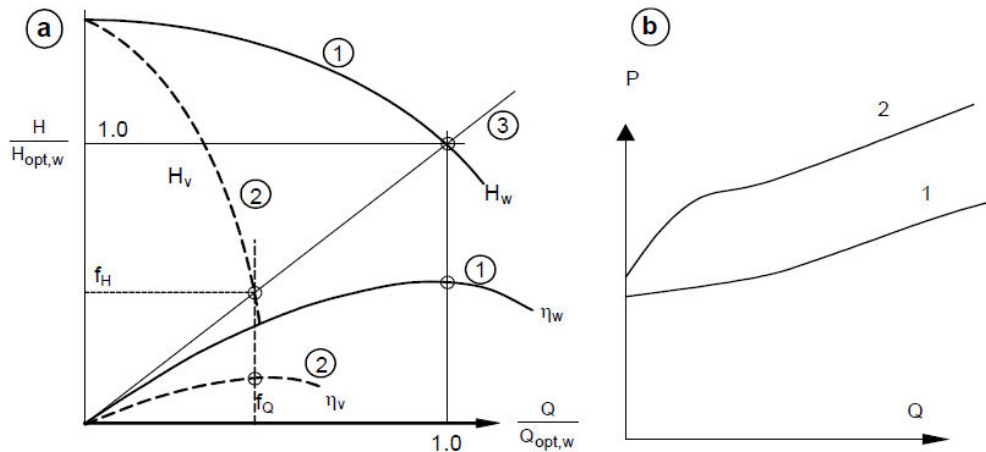


شکل ۱-۲- تغییرات  $F_{\eta}$  به عنوان تابعی از ویسکوزیته دینامیکی [۲]

این منحنی به طور واضح نشانگر تأثیر ویژه‌ی سرعت مخصوص می‌باشد.

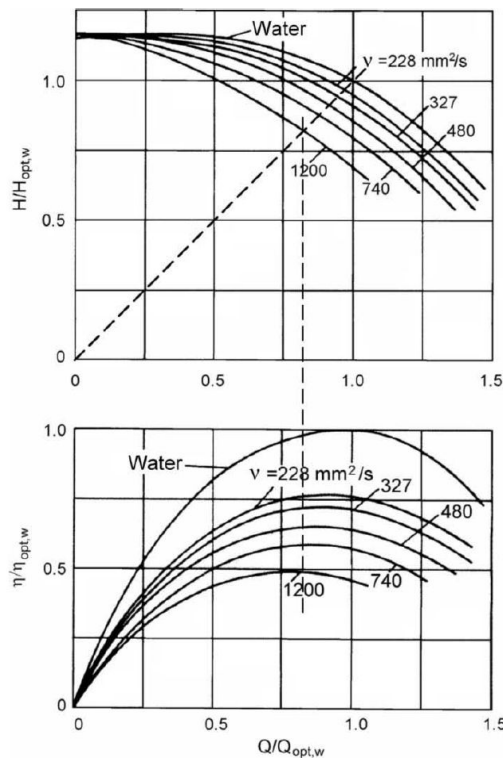
### ۵-۱- مشخصات عملکردی پمپ:

هنگامی که یک پمپ سانتریفوژ، سیالی با ویسکوزیته بالا را پمپ می‌کند، منحنی‌های مشخصه‌ی پمپ نسبت به حالتی که پمپ آب را حمل می‌کند تفاوت چشمگیری پیدا می‌کنند. شکل ۱-۳ نشان دهنده‌ی این تفاوت است.



شکل ۱-۳- منحنی‌های مشخصه پمپ سانتریفوژ در حالت پمپاژ سیالات ویسکوز [۱]

اگر مشخصات سیال ویسکوز، با داده‌های بدست آمده از مشخصات پمپاژ آب در نقطه‌ی بهترین راندمان (BEP) ارتباط داده شوند، ضرایب افت را به راحتی می‌توان از این شکل به دست آورد. فرض کنید که منحنی ۱ در این شکل نشانگر مشخصات اندازه‌گیری شده برای آب است، در حالی که راندمان هیدرولیکی پمپ ۹۰٪ می‌باشد. حال در نظر بگیرید که همین پمپ در شرایط دیگری کار کند که افت‌های هیدرولیکی شدیداً افزایش پیدا کند. برای مثال این افزایش تلفات می‌تواند ناشی از زبری سطح، خفگی و یا تأثیر ویسکوزیته‌ی بالا باشد. در نتیجه، منحنی هد بر حسب دبی تا منحنی شماره ۲ تنزل پیدا می‌کند. افزایش تلفات هیدرولیکی باعث می‌شود که نقطه‌ی بهترین راندمان به سمت دبی‌های کمتر انتقال داده شود و یا به عبارتی نقطه‌ی BEP در طول منحنی ۳ حرکت کند که منحنی مشخصی دیفیوز/محفظه می‌باشد. شکل ۱-۴ نتایج این پدیده را که بر روی یک پمپ سانتریفوژ یک طبقه با  $n_q = 30$  آزمایش شده است، به خوبی نشان می‌دهد.



شکل ۱-۴- نتایج تجربی افزایش ویسکوزیته بر عملکرد پمپ سانتریفوژ [۱]

در فرمول‌های تئوری موجود که برای تخمین نقطه‌ی BEP در ادبیات فن موجود می‌باشد، تأثیرات راندمان هیدرولیکی در نظر گرفته شده است. پس بنابراین استفاده از این روابط تئوری برای تخمین نقطه‌ی BEP سیال آب، هد پمپ را هنگام پمپاژ سیال ویسکوز و با استفاده از رابطه‌ی زیر محاسبه کرد:

$$H_v = H_w = \frac{\eta_{h,v}}{\eta_{h,w}} = H_w F_H \quad (5-1)$$