

بررسی تجربی اثر شرایط عملکردی بر کارایی پمپ دنده خارجی تحت لقی جانبی متفاوت

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۱۵

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۵/۰۴/۲۳

امیر اسلامیان کوپایی^۱، مجید قاسمی^۲

۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

۲ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، ghasemi@kntu.ac.ir

چکیده

پمپ‌های دنده خارجی با قابلیت تامین سیال پرفشار در انژکتورهای پاشش سوخت پیشران‌ها، کاربرد گسترده‌ای در صنایع هوافضا دارند. شرایط عملکردی تاثیر بسزایی بر کارایی حجمی و نشت داخلی این پمپ‌ها دارد. در این مطالعه، اثر سرعت دورانی (۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه) و عدد کاویتاسیون (۰/۵ تا ۲) برای دو لقی جانبی متفاوت در دو فشار خروجی بررسی شد. با رصد خط شفاف ورودی، شکل‌گیری حباب در عدد کاویتاسیون کمتر از ۰/۳، بسته به شرایط کاری مشاهده شد. اختلاف دبی روش‌های جرمی و توربینی برای رصد کاویتاسیون شدید استفاده شد. نتایج نشان داد که کاهش لقی جانبی از ۷/۵ به ۵ میکرون در عدد کاویتاسیون ۱ تاثیر ناچیزی بر دبی داشت، در اعداد کمتر از واحد موجب افزایش دبی (۳/۴٪) در عدد کاویتاسیون ۰/۵۲۵، سرعت ۲۰۰۰ rpm و فشار خروجی ۲۰ psi و در اعداد بالاتر از واحد با مهار نشت جانبی منفی، سبب کاهش دبی شد.

واژه‌های کلیدی: پمپ دنده خارجی، کاویتاسیون، لقی جانبی، کارایی حجمی، دبی

Experimental assessment of operating condition influences on external gear pump performance under different side clearances

Amir Eslamian Koupaei¹, Majid Ghassemi^{2*}

1- PhD Candidate, Mechanical Engineering Department, K.N.T. University of Technology, Iran.

2- Professor, Mechanical Engineering Department, K.N.T. University of Technology, Iran.

Abstract

External gear pumps, capable of delivering high-pressure fluid to propulsion fuel injectors, are widely utilized in aerospace industries. Operating conditions significantly influence the volumetric efficiency and internal leakage of these pumps. This study investigates the effects of rotational speed (2000, 4000, and 6000 rpm) and cavitation number (0.05 to 2) for two distinct side clearances under two outlet pressure conditions. Visualizing the transparent inlet line revealed bubble formation at cavitation numbers below 0.3, depending on operating conditions. The discrepancy between mass and turbine flow rate methods was utilized to monitor severe cavitation. Results indicated that reducing side clearance from 7.5 to 5 microns had a negligible impact on flow rate at cavitation number 1. At numbers below unity, it increased flow rate (3.4% at cavitation number 0.525, 2000 rpm and an outlet pressure of 20 psi), whereas at numbers above unity, it reduced flow rate by suppressing negative side leakage.

Keywords: external gear pump, cavitation, side clearance, volumetric efficiency, flow rate

۲۱۳

سال ۱۴ - شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۴

نشریه علمی
دانش و فناوری هوا فضا



بررسی تجربی اثر شرایط عملکردی بر کارایی پمپ دنده خارجی تحت لقی جانبی متفاوت

۱. مقدمه

بهینه سازی پارامترهای توربوماشین با هدف کاهش تلفات، یکی از راهبردهای اساسی در طراحی این سامانه‌ها به شمار می‌رود [۱-۳].

در میان تجهیزات جابجایی مثبت، پمپ‌های دنده‌ای به‌طور گسترده برای انتقال سیالات در شرایط فشار بالا نظیر انتقال روغن در سیستم‌های هیدرولیکی لوکوموتیو و یا تامین سیال پر فشار در انژکتورهای سوخت پیشران‌های هوایی، به‌منظور اتمایز مناسب سوخت در فرایند احتراق، مورد استفاده قرار می‌گیرند [۴-۵].

بر اساس نوع درگیری چرخنده‌ها، این پمپ‌ها به دو دسته پمپ‌های دنده داخلی [۶] و دنده خارجی [۷] تقسیم بندی می‌شوند.

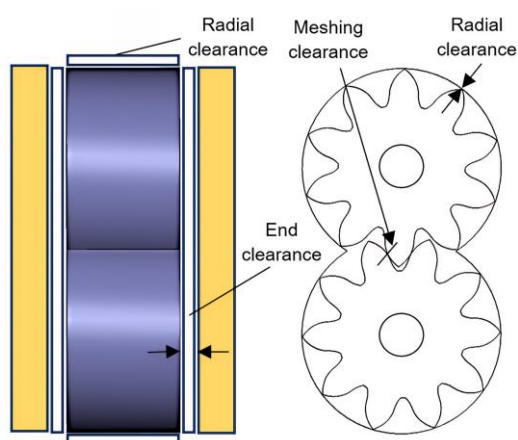
فرایند کاری پمپ‌های دنده خارجی از درگیری دو چرخنده تشکیل شده است که با به‌دام‌اندازی سیال، آن را از ناحیه ورودی به سمت ناحیه خروجی منتقل می‌کنند. جدا شدن دندانه‌های دو چرخنده در ناحیه مکش، ناحیه‌ای با خلا نسبی ایجاد کرده و این پدیده موجب مکش سیال درون فضاهای بین دندانه‌ها می‌گردد. بخش درگیر چرخنده‌ها به‌عنوان یک آب‌بند عمل کرده و مسیرهای ورودی و خروجی را از یکدیگر جدا می‌سازد، به‌گونه‌ای که سیال به دام افتاده در امتداد دیواره محفظه پمپ حرکت کرده و در نهایت از خروجی تخلیه می‌شود [۷-۸].

مجموعه پمپ شامل یک چرخنده محرک و یک چرخنده متحرک است که درون محفظه‌ای با داشتن لقی‌های بسیار کوچک قرار گرفته‌اند. این امر نقش مهمی در تضمین به‌دام‌اندازی و انتقال مؤثر سیال ایفا می‌کند [۹].

به دلیل ماهیت عملکردی پمپ‌های دنده‌ای و توانایی آن‌ها در تأمین سیال در فشار خروجی بالا، بخشی از سیال از ناحیه فشار بالا (خروجی) به سمت ناحیه فشار پایین (ورودی) و از مسیر لقی‌های پمپ بازمی‌گردد. این پدیده که به عنوان نشت داخلی شناخته می‌شود، یکی از عوامل مهم تأثیرگذار بر عملکرد پمپ است [۱۰].

در پمپ‌های دنده خارجی، نشت داخلی عمدتاً به سه نوع نشت شعاعی [۱۱]، نشت جانبی (محوری)

[۱۲] و نشت در ناحیه درگیری دندانه‌ها [۹] تقسیم بندی می‌شود. نشت شعاعی به جریان سیال از فاصله بین نوک دندانه‌های چرخنده و پوسته پمپ اطلاق می‌شود. نشت جانبی شامل جریان عبوری از سطوح کناری (کف و روی) چرخنده‌ها بوده و نشت ناحیه درگیری به عبور سیال از محل تماس دندانه‌های دو چرخنده‌ای درگیر مربوط می‌شود. شواهد تجربی نشان می‌دهد که در سرعت‌های دورانی پایین، نشت شعاعی غالب است، در حالی که در شرایط سرعت بالا، نشت محوری سهم بیشتری در کاهش عملکرد پمپ دارد [۱۳].



شکل ۱. سه نوع لقی ایجاد کننده نشتی مربوطه در پمپ دنده خارجی

شکل ۱ سه نوع لقی مؤثر در ایجاد نشت داخلی در پمپ دنده خارجی را نشان می‌دهد. برای کاهش نشت محوری، معمولاً از یاتاقان‌های شناور استفاده می‌شود. این یاتاقان‌ها تحت تأثیر همزمان نیروی فشر و فشار هیدرولیکی ناشی از جریان سیال کاری، فاصله جانبی را در شرایط سرعت بالا کاهش داده و بدین ترتیب نشت را به حداقل می‌رساند [۱۳].

مطالعات عددی دوبعدی متعددی در سال‌های اخیر به بررسی نشت شعاعی اختصاص یافته است [۱۴-۱۶]. در یکی از این پژوهش‌ها، ساهو [۱۷] با استفاده از یک مدل دوبعدی و بکارگیری مدل آشفتگی $k-\epsilon$ همراه با مدل کاویتاسیون در نرم‌افزار فلوئنت، اثر کاویتاسیون بر نشت شعاعی را بررسی کرد. توزیع مکانی کسر جرمی بخار حاصل از شبیه‌سازی با تصاویر تجربی تطابق مناسبی نشان داد. نتایج این مطالعه حاکی از آن بود که با افزایش

سرعت دورانی، کسر جرمی بخار افزایش یافته و همزمان اختلاف بین دبی ایده آل و دبی شبیه‌سازی شده کاهش می‌یابد که بیانگر کاهش میزان نشتی است. به عنوان نمونه، انحراف بین دبی ایده آل و شبیه‌سازی شده در سرعت ۵۰۰ دور بر دقیقه برابر با ۵.۱۰ درصد گزارش شد که با افزایش سرعت به ۱۵۰۰ دور بر دقیقه به ۳.۹ درصد کاهش یافت.

سزومین [۱۸] با انجام تحلیل عددی جریان تک فاز با در نظر گرفتن نشتی و نیز با اعتبارسنجی تجربی، نشان داد که خارج کردن چرخنده‌ها از مرکز بدنه و تمایل دادن آن به سمت دیواره محفظه در ناحیه ورودی می‌تواند منجر به افزایش دبی حجمی پمپ شود. همچنین مشخص شد که در سرعت دورانی ثابت، کاهش فشار خروجی موجب افزایش دبی خروجی می‌گردد. علاوه بر این، کاهش فاصله جانبی بین سطح جانبی چرخنده و پوسته و نیز کاهش فاصله نوک دندان تا دیواره محفظه، منجر به بهبود دبی خروجی پمپ می‌شود. در سال‌های اخیر، مطالعات مرتبط با پمپ‌های دنده خارجی از روش‌های کاملاً تجربی و طراحی‌های مبتنی بر تجربه، به سمت شبیه‌سازی‌های عددی پیشرفته همراه با اعتبارسنجی تجربی سوق پیدا کرده‌اند [۱۹]. این تحول در روش، امکان شناسایی دقیق‌تر مکانیزم‌های نشت و پدیده‌های مرتبط با کاویتاسیون را فراهم ساخته است [۲۰].

بررسی‌های انجام شده درباره فلومترهای توربینی [۲۱-۲۲] نشان می‌دهد که این نوع ابزار اندازه‌گیری در جریان‌های تک‌فازی از دقت بسیار بالایی برخوردار است. با این حال، در جریان‌های دوفازی ناشی از کاویتاسیون، انرژی منتقل شده توسط فاز بخار موجب ایجاد تکانه اضافی در توربین شده و در نتیجه نوساناتی در دبی اندازه‌گیری شده پدید می‌آورد. این مسئله سبب افزایش خطای اندازه‌گیری شده و معمولاً دبی نمایش داده شده بزرگ‌تر از مقدار واقعی آن خواهد بود.

در حالی که اغلب پژوهش‌های پیشین بر نشت شعاعی یا نشت در ناحیه درگیری دندانه‌ها متمرکز بوده‌اند، نشت جانبی کمتر مورد توجه قرار گرفته

است. از این‌رو، هدف از پژوهش حاضر، بررسی و تبیین اثر نسبت فشار ورودی به خروجی (عدد کاویتاسیون) و سرعت دورانی به عنوان عامل اصلی ایجاد کاویتاسیون بر کارایی پمپ، با تمرکز ویژه بر نشت جانبی (با اعمال دو لقی جانبی متفاوت) است. بدین منظور، یک سامانه آزمایشگاهی ویژه طراحی و ساخته شد و عملکرد پمپ در بازه‌ی وسیعی از سرعت‌های دورانی و اعداد کاویتاسیون مورد بررسی قرار گرفت. در این مطالعه، عدد کاویتاسیون به صورت نسبت فشار ورودی به فشار خروجی تعریف شده و در بازه ۰/۵ تا ۲ تغییر داده شده است، به گونه‌ای که شرایط کاویتاسیون شدید و همچنین شرایط بدون کاویتاسیون را در برگیرد.

۲. پمپ مورد مطالعه و میز تست تجربی

۱،۲ پمپ مورد مطالعه

نمونه اولیه ساخته شده برای انجام آزمایش در شکل ۲ ارائه و به منظور درک بهتر مساله، حجم سیال داخلی پمپ با استفاده از نرم افزار طراحی (CAD) مطابق شکل ۳ استخراج شده است.

همان‌گونه که مشاهده می‌شود، سامانه مورد بررسی یک پمپ دنده خارجی بوده و شامل کانال ورودی سیال (b)، کانال خروجی سیال (a) و دو چرخنده شامل یک چرخنده محرک (چرخنده بالایی) و یک چرخنده متحرک (چرخنده پایینی) است. چرخنده محرک به وسیله یک خار با محور اصلی پمپ کوپل شده و در جهت پادساعتگرد دوران می‌کند. این چرخنده از طریق درگیری با چرخنده متحرک، آن را در جهت ساعتگرد و با همان سرعت دورانی به گردش درمی‌آورد.

به دلیل وجود یک محور و یاتاقان سوزنی در مرکز چرخنده متحرک، این چرخنده قابلیت دوران آزاد داشته و در نهایت سرعت دورانی آن با چرخنده محرک یکسان می‌شود.

به منظور روانکاری یاتاقان سوزنی تعبیه شده در مرکز چرخنده متحرک، یک کانال جریان مطابق با شکل ۳ روی این چرخنده طراحی شده است که سیال ورودی پمپ را از کانال ورودی پمپ به ناحیه مرکزی و محل یاتاقان هدایت می‌کند.

۲۱۵

سال ۱۴- شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۴

نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



دانشگاه صنعتی امیرکبیر

کارشناسی ارشد
تحت نظر کمیته تخصصی
اثر شرایط عملکردی بر کارایی پمپ دنده

جدول ۲. خواص سیال کالیبره (MIL-C-7024) در دمای ۳۰۰ درجه‌ی کلون.

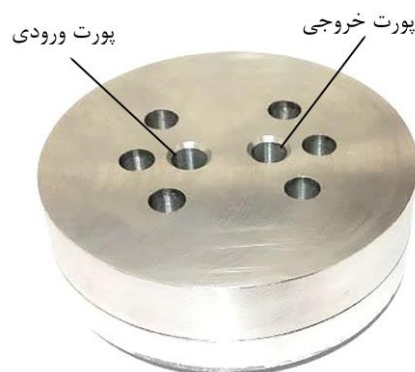
مقادیر	واحد	مشخصات
۷۵۵	Kg/m^3	چگالی (ρ)
۰/۰۰۰۶۷۹۵	Pa. s	ویسکوزیته دی‌نامی‌کی (μ)
۱۲۰۰۰	Pa	فشار اشباع
۱۵۰	gr/mol	وزن مولکولی بخار
۱۲۰۰۰۰۰۰۰	Pa	مدول بالک مایع

۲.۲ میز تست تجربی

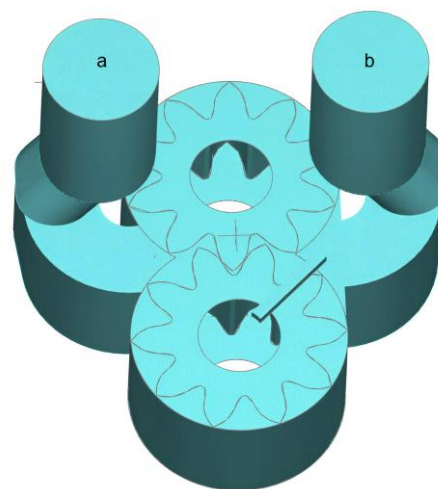
مدار هیدرولیکی میز تست مورد استفاده در این مطالعه در شکل ۴ نشان داده شده است که تمامی تجهیزات اندازه‌گیری با استفاده از مجموعه‌ی مشابه و کالیبره شده در آزمایشگاه معتبر، کالیبره شده است. این مدار شامل یک شیر تنظیم جریان بر روی خط خروجی پمپ مورد آزمون و به طور دقیق در مسیر ورود سیال خروجی پمپ به مخزن قرار گرفته است. با افزایش سرعت دورانی پمپ، دبی خروجی نیز به طور متناسب افزایش می‌یابد. با بستن جزئی شیر مذکور، فشار در خط خروجی افزایش می‌یابد که این فشار توسط یک ترانسسمیتر فشار با محدوده اندازه‌گیری ۵۰ بار و دقت ۰/۵٪ از کل دامنه‌ی اندازه‌گیری^۱، نصب‌شده در خروجی پمپ مورد آزمون، اندازه‌گیری می‌شود.

پس از عبور سیال از ترانسسمیتر فشار، جریان وارد یک فیلتر شده و سپس از یک دی‌سنج توربینی با محدوده اندازه‌گیری ۰/۶۰ تا ۶۰ مترمکعب بر ساعت و دقت ۰/۵٪ از کل دامنه، عبور می‌کند و در این مرحله، دبی خروجی پمپ ثبت می‌شود. در نهایت، سیال خروجی از دی‌سنج از طریق شیر تنظیم جریان عبور کرده و به مخزن باز می‌گردد.

به منظور کنترل دمای سیال، یک ترانسسمیتر دما (PT100) با محدوده اندازه‌گیری ۵۰- تا ۴۵۰ درجه سانتی‌گراد و دقت ± 1 درجه‌ی سانتی‌گراد بر روی مخزن نصب شده است. در خط مکش پمپ مورد آزمون، یک پمپ تغذیه برای انتقال سیال از مخزن به خط ورودی پمپ تعبیه شده است. سیال پس از عبور از این پمپ، از یک فیلتر عبور کرده و پس از انجام فرایند فیلتراسیون وارد پمپ مورد آزمون می‌شود.



شکل ۲. مدل اولیه‌ی ساخته شده جهت انجام تست تجربی



شکل ۳. حجم سیال داخلی پمپ دنده خارجی مورد مطالعه با ورودی (b) و خروجی (a)

پمپ مورد بررسی از دو چرخ‌دنده کاملاً یکسان تشکیل شده است که مشخصات هندسی آن‌ها در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱. مشخصات هندسی چرخ‌دنده‌های پمپ مورد مطالعه.

مقادیر	واحد	مشخصات
۱۰	-	تعداد دندانه
۱	می‌لی‌متر	مدول دنده
۸/۲۹۴	می‌لی‌متر	قطر ری‌ش‌هی دنده
۱۲/۷۹۴	می‌لی‌متر	قطر نوک دنده
۰/۱	می‌لی‌متر	بک‌لش
۷/۱۷۵	می‌لی‌متر	عرض دنده

سیال کاری در این مطالعه سیال کالیبره در دمای ۳۰۰ درجه‌ی کلون می‌باشد که خواص آن در جدول ۲ ارائه شده است.



شکل ۵. میز تست راه اندازی پمپ مورد آزمایش

در ادامه، لقی جانبی از ۵.۷ میکرومتر به ۵ میکرومتر کاهش داده شد و به منظور ارزیابی اثر لقی جانبی بر عملکرد پمپ، تمامی آزمایش‌ها تحت شرایط کاملاً یکسان تکرار شدند. مطابق با معادله (۱)، عدد کاویتاسیون به صورت نسبت فشار ورودی به فشار خروجی تعریف می‌شود و در این پژوهش، اصطلاح «نسبت فشار» معادل با عدد کاویتاسیون در نظر گرفته شده است.

$$Cav.No = \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (1)$$

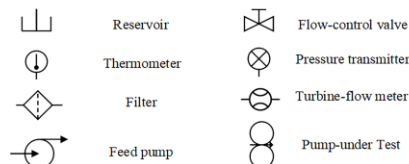
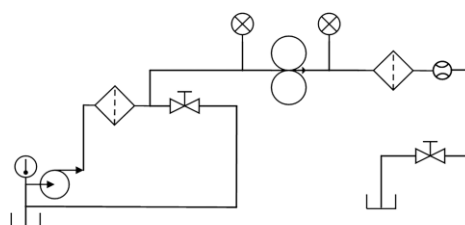
مقادیر فشار ورودی اعمال شده در هر سرعت دورانی متناظر با عدد کاویتاسیون، برای فشارهای خروجی ۲۰ و ۴۰ پوند بر مجذور اینچ به ترتیب در جداول ۳ و ۴ ارائه شده‌اند.

جدول ۳. فشار ورودی متناظر با عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۲۰ پوند بر مجذور اینچ.

عدد کاویتاسیون	فشار ورودی (psi)
۰/۰۵	۱
۰/۰۷	۱/۴
۰/۱	۲
۰/۳	۶
۰/۵۲۵	۱۰/۵
۰/۶	۱۲
۰/۹	۱۸
۱	۲۰
۱/۲	۲۴
۱/۵	۳۰
۲	۴۰

برای پایش و تنظیم فشار ورودی پمپ مورد آزمون، یک ترانسمیتر فشار ۱۰ بار با دقت ۰/۵٪ از کل دامنه، در ورودی پمپ نصب شده است. در بالادست این ترانسمیتر، یک خط بازگشت به مخزن مجهز به شیر تنظیم جریان قرار دارد که بخشی از سیال را به مخزن بازمی‌گرداند. با بستن تدریجی این شیر، فشار ورودی پمپ مورد آزمون به صورت متناظر افزایش می‌یابد.

برای راه اندازی پمپ مورد آزمون، از یک موتور جریان مستقیم بدون جاروبک^۲ با توان نامی ۵۰۰ وات و سرعت نامی ۱۰'۰۰۰ دور بر دقیقه استفاده شده است. سرعت موتور به صورت دقیق توسط یک درایور الکترونیکی برنامه نویسی شده اختصاصی کنترل می‌شود.



شکل ۴. مدار هیدرولیکی میز تست

کارزار آزمایشگاهی در سه سرعت دورانی ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه و تحت دو فشار خروجی ۲۰ و ۴۰ پوند بر مجذور اینچ انجام شد.

در این آزمایش‌ها، فشار ورودی به گونه‌ای تنظیم گردید که نسبت فشار ورودی به خروجی (عدد کاویتاسیون) در بازه ۰.۵۰ تا ۲ تغییر کند. بر این اساس در هر فشار خروجی ۱۱ ردیف آزمایش طراحی و اجرا شد.

برای هر شرایط کاری، دبی خروجی پمپ اندازه‌گیری شد و تشکیل حباب‌های بخار ناشی از افزایش کسر حجمی فاز بخار، همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، از طریق شلنگ شفاف نصب شده در ورودی پمپ به صورت بصری مورد مشاهده قرار گرفت.

جدول ۴. فشار ورودی متناظر با عدد کاویتاسیون در

فشار خروجی ۴۰ پوند بر مجذور اینچ.

عدد کاویتاسیون	فشار ورودی (psi)
۰/۰۵	۲
۰/۰۷	۲/۸
۰/۱	۴
۰/۳	۱۲
۰/۵۲۵	۲۱
۰/۶	۲۴
۰/۹	۳۶
۱	۴۰
۱/۲	۴۸
۱/۵	۶۰
۲	۸۰

بیانگر تکرارپذیری مناسب سیستم آزمایشگاهی و پایداری عملکرد پمپ مورد آزمون می‌باشد. همچنین روند تغییرات پارامترها، به‌ویژه دبی خروجی برحسب عدد کاویتاسیون و فشار ورودی، در تمامی تکرارها یکسان بوده و رفتار فیزیکی مشاهده شده تکرارپذیر است.

برآورد عدم قطعیت اندازه‌گیری بر اساس دقت تجهیزات مورد استفاده در میز تست انجام شد. طبق مشخصات اعلام‌شده، عدم قطعیت اندازه‌گیری فشار توسط ترانسمیترهای فشار برابر با حدود ۰/۵٪ از کل دامنه اندازه‌گیری، عدم قطعیت فلومتر توربینی مورد استفاده برای اندازه‌گیری دبی حدود ۰/۵٪ از کل دامنه، و عدم قطعیت اندازه‌گیری دما ± 1 درجه‌ی سانتیگراد می‌باشد.

با توجه به نتایج حاصل، می‌توان نتیجه گرفت که داده‌های ارائه شده در این پژوهش از دقت و تکرارپذیری کافی برخوردار بوده و تغییرات مشاهده شده در عملکرد پمپ، به‌ویژه در شرایط نزدیک به کاویتاسیون، ناشی از پدیده‌های فیزیکی واقعی سیستم بوده و نه خطاهای تصادفی یا ناپایداری اندازه‌گیری.

۳. الگوریتم محاسباتی

جابجایی پمپ^۳ (Disp) به‌عنوان حجم سیالی که در طی یک دور کامل چرخش پمپ جابجا می‌شود تعریف می‌گردد و مطابق رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود [۲۳، ۲۴]:

$$Disp = 2zba \quad (2)$$

در این رابطه، z بیانگر تعداد دندان‌های هر چرخنده، b نشان‌دهنده عرض هر چرخنده و A مساحت فضای بین دو دندان متوالی چرخنده است که به صورت زیر برآورد می‌شود:

$$A = \frac{\pi}{8z} (d_a^2 - d_f^2) \quad (3)$$

که در آن، d_f به ترتیب قطر دایره سر دنده^۴ و قطر دایره پای دندان^۵ را نشان می‌دهند. به‌منظور محاسبه دبی ایده‌آل پمپ، که به‌عنوان دبی خروجی پمپ در حالت بدون نشتی تعریف می‌شود، در یک سرعت دورانی مشخص، Q_{Ideal} از رابطه‌ی زیر برآورد می‌گردد:

$$Q_{Ideal} = Disp * \omega \quad (4)$$

پمپ‌های دنده‌ای معمولاً در کاربردهایی به کار گرفته می‌شوند که تأمین دبی در فشارهای بالا مورد نیاز است. همان‌گونه که در جداول ۳ و ۴ مشاهده می‌شود، بخش عمده اعداد کاویتاسیون بررسی‌شده کمتر از ۱ هستند. این امر ناشی از آن است که در شرایط عملی و بهره‌برداری واقعی، ملاحظات فنی مستلزم بیشتر بودن فشار خروجی نسبت به ورودی می‌باشد که این امر ناشی از وجود تجهیزاتی نظیر شیر و یا منیفولد‌های پاشش جریان در خروجی پمپ می‌باشد لذا از نظر عملیاتی همواره بیشتر بودن فشار ورودی از خروجی پمپ امکان‌پذیر نیست و در این مطالعه استفاده از این حالت برای رسیدن به شرایط غیر کاویتاسیونی استفاده شده است.

۳.۲ بررسی تکرارپذیری و عدم قطعیت اندازه‌گیری

به منظور اطمینان از قابلیت اعتماد نتایج تجربی و ارزیابی پایداری داده‌ها، بررسی تکرارپذیری آزمایش‌ها و برآورد عدم قطعیت اندازه‌گیری انجام شد. کلیه آزمون‌ها در شرایط عملکردی یکسان، شامل سرعت دوران ثابت موتور، فشارهای ورودی و خروجی مشخص و دمای تقریباً ثابت سیال، سه بار تکرار شدند و مقادیر میانگین گزارش گردید.

نتایج حاصل از تکرار آزمایش‌ها نشان داد که تغییرات دبی اندازه‌گیری‌شده در هر نقطه کاری محدود و در اکثر نقاط بدون انحراف می‌باشد که



در این رابطه، ω سرعت دورانی پمپ بر حسب دور بر دقیقه (rpm) است. بازده حجمی پمپ به عنوان نسبت دبی حجمی واقعی به دبی حجمی ایده آل به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_v = \frac{Q_{Actual}}{Q_{Ideal}} \quad (5)$$

در اینجا Q_{Actual} دبی واقعی پمپ است که از کسر تمام نشتی ها از دبی ایده آل به دست می آید و مقدار آن از طریق آزمون های تجربی تعیین می شود. بر اساس روابط فوق و با استفاده از پارامترهای هندسی چرخنده که در جدول ۵ ارائه شده است، مساحت بین دو دندانه متوالی، جابجایی پمپ و دبی جرمی ایده آل پمپ با فرض تک فازی بودن سیال در سرعت های دورانی ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه محاسبه شده اند که نتایج آن ها در جدول زیر ارائه شده است.

جدول ۵. پارامترهای محاسباتی پمپ.

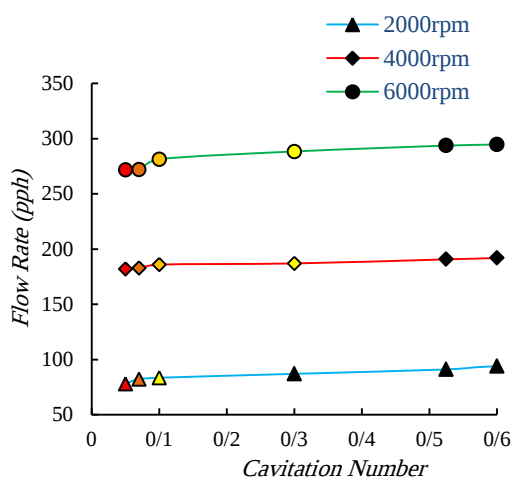
مشخصات	واحد	مقادیر
سطح بی دو دندانه (A)	mm ²	۳/۷۲
جابجایی (Disp)	mm ³	۵۳۴/۵
دبی ایده آل در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه	pph	۱۰۶/۵
دبی ایده آل در سرعت ۴۰۰۰ دور بر دقیقه	pph	۲۱۳
دبی ایده آل در سرعت ۶۰۰۰ دور بر دقیقه	pph	۳۱۹/۶

۴. نتایج

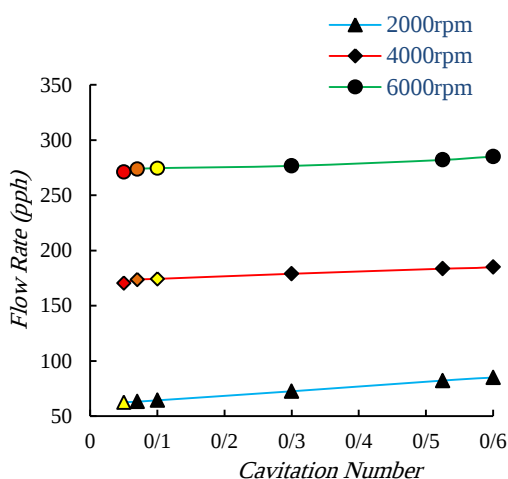
دبی جرمی اندازه گیری شده توسط دبی سنج توربینی، که در شرایط فشار خروجی ثابت ۲۰ و ۴۰ پوند بر مجذور اینچ و در سرعت های دورانی ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه به دست آمده است، تابعی از اعداد کاویتاسیون در بازه ۰/۵ تا ۲ می باشد. این نتایج در شکل های ۶ و ۷ ارائه شده اند. به منظور بررسی و شناسایی پدیده کاویتاسیون، تفکیک رژیم های جریان ضروری است. در نمودارهای مربوطه، نقاطی که در طی فرآیند آزمایش دارای رژیم جریان حبابی بوده اند با نشانگرهای رنگی بنحوی مشخص شده اند که رنگ قرمز بیانگر تشکیل شدید حباب ها و رنگ زرد نشان دهنده آغاز تشکیل حباب یا تشکیل ضعیف آن است. افزون بر این، نشانگرهای سیاه برای نمایش شرایطی

به کار رفته اند که در آن ها هیچ گونه تشکیل حباب در ورودی پمپ مشاهده نشده است.

همان گونه که مشاهده می شود، با کاهش سرعت دورانی و کاهش عدد کاویتاسیون، دبی خروجی پمپ کاهش می یابد. با کاهش عدد کاویتاسیون، دبی خروجی به صورت تدریجی افت می کند و با این حال، در اعداد کاویتاسیون کمتر از ۰/۱، شیب منحنی به طور محسوسی افزایش یافته و بیانگر کاهش شدیدتر دبی خروجی پمپ است.



شکل ۶. دبی خروجی پمپ بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۲۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

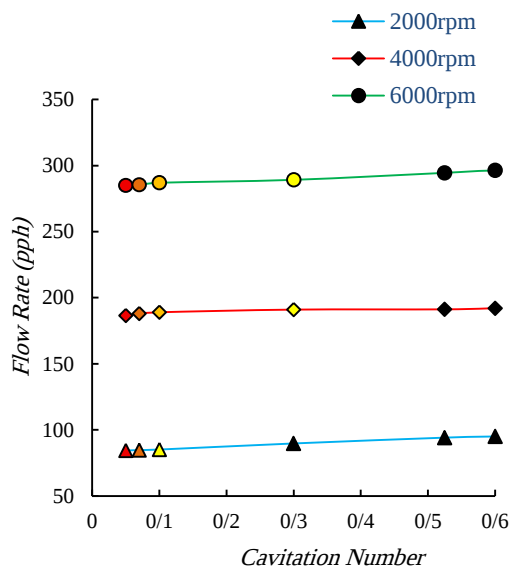


شکل ۷. دبی خروجی پمپ بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۴۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

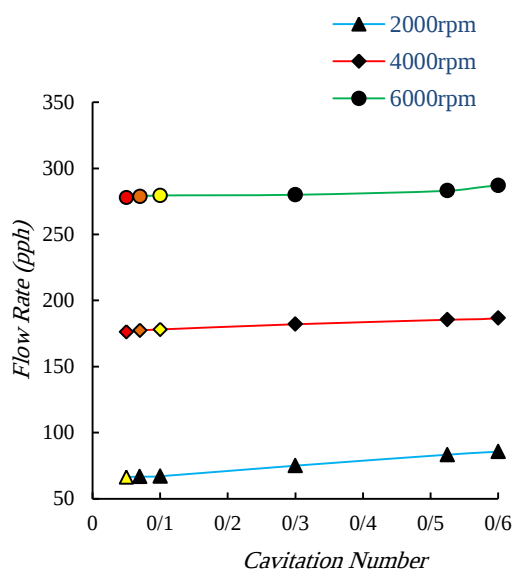
نتایج به دست آمده که در شکل های ۶ و ۷ نشان داده شده اند حاکی از آن است که وابستگی دبی

برای بررسی نشت جانبی در شرایط عملیاتی آزمایش، فاصله‌ی جانبی از ۵.۷ میکرومتر به ۵ میکرومتر کاهش یافت و آزمون‌های قبلی عیناً تکرار شدند. دبی جرمی خروجی پمپ در شرایط جدید در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ ارائه شده است.

رنگ بندی نقاط به منظور برجسته کردن شدت شکل گیری حباب در ورودی، همانند شکل‌های ۶ و ۷، در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده است.

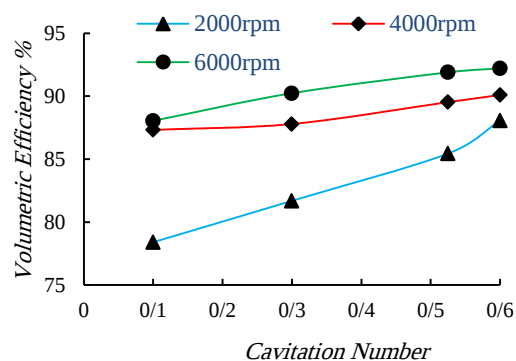


شکل ۱۰. دبی خروجی پمپ با لقی جانبی کاهش یافته بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۲۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

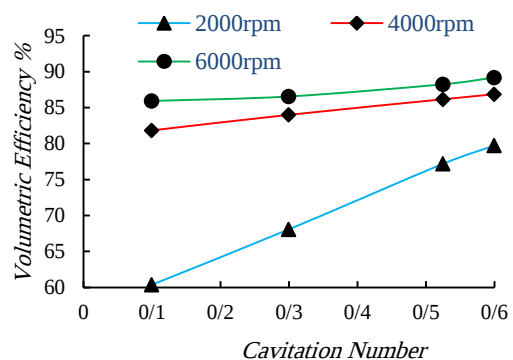


شکل ۱۱. دبی خروجی پمپ با لقی جانبی کاهش یافته بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۴۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

خروجی پمپ به سرعت دورانی به مراتب قوی‌تر از وابستگی آن به عدد کاویتاسیون یا فشار خروجی است. افزون بر این، تأثیر عدد کاویتاسیون بر دبی خروجی پمپ از تأثیر فشار خروجی بیشتر است. در راستای نتایج ارائه شده در شکل‌های ۶ و ۷، تغییرات بازده حجمی پمپ نیز در شکل‌های ۸ و ۹ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل‌های ۸ و ۹ مشاهده می‌شود، بازده حجمی پمپ با افزایش عدد کاویتاسیون و سرعت دورانی افزایش می‌یابد. افزون بر این، در سرعت دورانی و عدد کاویتاسیون ثابت، افزایش فشار خروجی منجر به کاهش بازده حجمی می‌شود که این رفتار به تشدید نشتی‌های داخلی درون پمپ نسبت داده می‌شود. در اعداد کاویتاسیون کمتر از ۰/۳، بسته به سرعت کاری پمپ، امکان شکل‌گیری رژیم جریان حبابی وجود دارد. این پدیده در طول آزمایش‌ها از طریق خط شفاف نصب‌شده در ورودی پمپ به‌صورت بصری مشاهده شد.

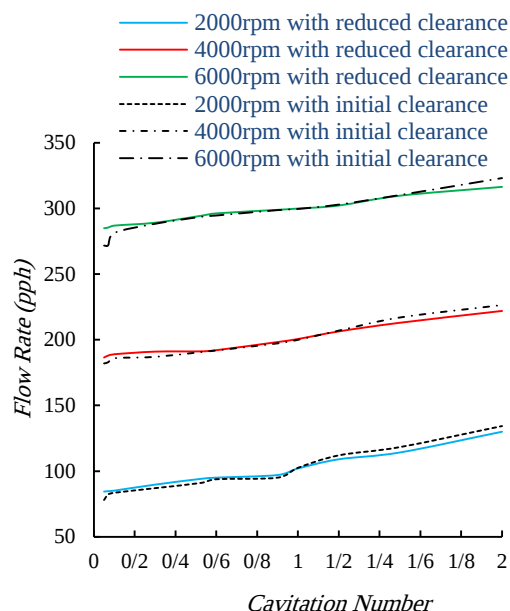


شکل ۸. کارایی حجمی پمپ بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۲۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

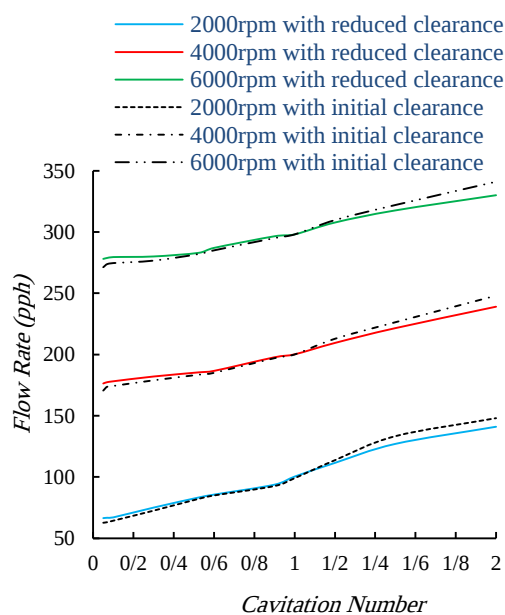


شکل ۹. کارایی حجمی پمپ بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۴۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

به منظور تبیین بهتر این مشاهده، در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ به ترتیب دبی خروجی پمپ در فشار خروجی ۲۰ و ۴۰ پوند بر مجذور اینچ و در سه سرعت دورانی ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه، برای دو فاصله جانبی مختلف، در قالب مقایسه‌ی کنار به کنار ارائه شده است.



شکل ۱۲. دبی خروجی پمپ با دو لقی جانبی متفاوت بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۲۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۱۳. دبی خروجی پمپ با دو لقی جانبی متفاوت بر حسب عدد کاویتاسیون در فشار خروجی ۴۰ psi و در سه سرعت ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه

همان‌گونه که مشاهده می‌شود، در اعداد کاویتاسیون کمتر از ۱، کاهش فاصله جانبی موجب افزایش دبی خروجی پمپ می‌گردد. این رفتار ناشی از کاهش نشت جانبی از کانال خروجی با فشار بالا به سمت کانال ورودی با فشار پایین است. در مقابل، در اعداد کاویتاسیون بزرگ‌تر از ۱، کاهش فاصله جانبی سبب کاهش دبی خروجی پمپ می‌شود که این امر به کاهش نشت جانبی معکوس^۶ نسبت داده می‌شود. در شرایطی که عدد کاویتاسیون بزرگ‌تر از ۱ باشد، با توجه به آن‌که فشار ورودی بیش از فشار خروجی است، جهت نشتی تغییر یافته و از کانال ورودی به سمت کانال خروجی حرکت می‌کند؛ پدیده‌ای که در این مطالعه با عنوان «نشت جانبی معکوس» نام‌گذاری شده است.

در عدد کاویتاسیون برابر با ۱، دبی خروجی پمپ در دو لقی جانبی، تقریباً بدون تغییر باقی می‌ماند. در شکل‌های ۶ تا ۱۳، دبی جریان در شرایط رژیم جریان حبابی بر اساس اندازه‌گیری دبی با استفاده از فلومتر توربینی تعیین شده است. در شرایط جریان حبابی، دبی اندازه‌گیری‌شده دارای نوسانات در نشانگر دبی سنج می‌باشد.



شکل ۱۴. اندازه‌گیری دبی جرمی خروجی پمپ در سرعت ۶۰۰۰ دور بر دقیقه، فشار خروجی ۴۰ پوند بر مجذور اینچ و عدد کاویتاسیون ۰/۰۷

به منظور بررسی دقیق‌تر این موضوع، دبی پمپ در نقاطی که دارای رژیم جریان حبابی بودند، در سرعت کاری ۶۰۰۰ دور بر دقیقه و فشار خروجی ۴۰ پوند بر مجذور اینچ، طی بازه زمانی مشخص و به‌صورت جرمی با استفاده از ترازو مطابق شکل ۱۴

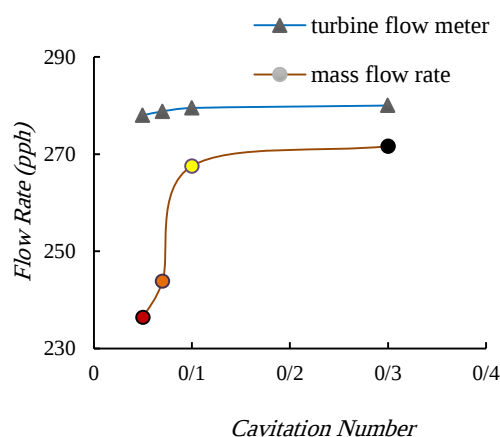


اندازه‌گیری شد. نتایج اندازه‌گیری دبی جرمی در جدول ۶ گزارش شده است. سپس دبی بدست آمده از اندازه‌گیری جرمی با دبی اندازه‌گیری شده توسط دبی‌سنج توربینی مقایسه گردید که نتایج این مقایسه در شکل ۱۵ ارائه شده است. اندازه‌گیری دبی جرمی به روش توزین به منظور صحت سنجی فاز بخار موجود در سیال انجام پذیرفته است.

جدول ۶. دبی خروجی اندازه‌گیری شده به روش جرمی، در سرعت ۶۰۰۰ دور بر دقیقه و در فشار خروجی ۴۰ پوند بر مجذور اینچ.

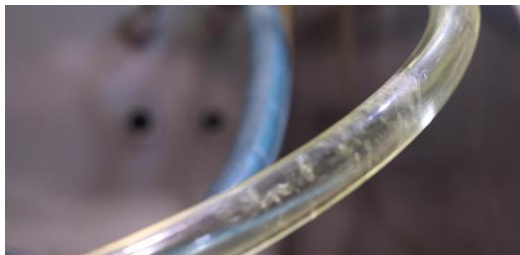
عدد کاویتاسیون	وزن (gr)	زمان (s)	دبی (pph)
۰/۰۵	۱۰۱۹/۳	۳۴/۲۲	۲۳۶/۴۰۶۲
۰۰۷	۱۱۲۲/۴	۳۶/۵۳	۲۴۳/۸۵۶۸
۰/۱	۹۴۰/۵	۲۷/۹	۲۶۷/۵۴۱۷
۰/۳	۱۱۵۹/۲	۳۳/۸۷	۲۷۱/۶۳۱۴

همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با کاهش عدد کاویتاسیون، شیب کاهش دبی خروجی پمپ در این شرایط نسبت به سایر نواحی عملکردی به‌طور قابل‌توجهی تندتر می‌شود و مطابق شکل ۱۵ در شرایطی که شکل‌گیری حباب اتفاق نمی‌افتد دبی اندازه‌گیری شده توسط دو روش تفاوتی جزئی دارد که ناشی از خطای اندازه‌گیری به روش توزین می‌باشد.



شکل ۱۵. دبی اندازه‌گیری شده خروجی پمپ در سرعت ۶۰۰۰ دور بر دقیقه، فشار خروجی ۴۰ پوند بر مجذور اینچ بر حسب عدد کاویتاسیون به دو صورت جرمی و فلومتر توربینی

تشکیل جریان حبابی از طریق مشاهده مستقیم خط شفاف نصب‌شده در ورودی پمپ مطابق شکل ۱۶ و همچنین از طریق اختلاف میان دبی اندازه‌گیری‌شده‌ی دبی‌سنج توربینی و دبی بدست‌آمده از روش اندازه‌گیری جرمی (توزین) مورد تأیید قرار گرفت.



شکل ۱۶. شکل‌گیری حباب در خط شفاف ورودی پمپ

در شرایطی که رژیم جریان حبابی شکل می‌گیرد، کاهش عدد کاویتاسیون منجر به افزایش شیب کاهش دبی جرمی می‌شود. این رفتار به افزایش سطح مقطع مؤثر اشغال‌شده توسط حباب‌های بخار تشکیل شده در مسیر جریان نسبت داده می‌شود؛ پدیده‌ای که با محدود کردن ورود بیشتر فاز مایع به کانال، موجب افت شدیدتر دبی جرمی جریان می‌گردد.

۵. نتیجه‌گیری و پیشنهاد

در این تحقیق، اثر عدد کاویتاسیون، سرعت دورانی و فشار خروجی بر دبی و بازده حجمی پمپ دنده خارجی برای دو لقی جانبی متفاوت به‌صورت تجربی بررسی شد. نتایج نشان داد که با کاهش عدد کاویتاسیون، به ویژه در مقادیر کمتر از ۰/۳، دبی خروجی و بازده حجمی پمپ به‌طور محسوسی کاهش می‌یابد و شدت پدیده کاویتاسیون افزایش می‌یابد. همچنین وابستگی دبی خروجی به سرعت دورانی به مراتب قوی‌تر از عدد کاویتاسیون و فشار خروجی مشاهده شد. کاهش لقی جانبی موجب بهبود عملکرد پمپ در اعداد کاویتاسیون کمتر از ۱ شد، به‌گونه‌ای که دبی خروجی به دلیل کاهش نشتی جانبی افزایش یافت؛ در حالی که در اعداد کاویتاسیون بزرگ‌تر از ۱، به‌علت کاهش نشت جانبی معکوس، کاهش دبی خروجی مشاهده گردید. مقایسه روش‌های اندازه‌گیری نشان داد در شرایط جریان حبابی، فلومتر توربینی علاوه بر دارا بودن رفتار نوسانی، دبی بیش برآورد شده‌ای نسبت به مقدار واقعی ثبت می‌کند و اندازه‌گیری جرمی به روش

Prototype Multi-Gear Pump,” Fluids, vol. 10, no. 8, p. 211, 2025.

[6] Y. Zhang, Z. Chen, J. Che, and J. Liao, “Study on the influence of working condition variation on lubrication characteristics of EHA internal pump,” Scientific Reports, vol. 15, no. 1, p. 3849, 2025.

[7] P. Casoli, H. G. Masoud, and C. M. Vescovini, “Enhancing tribological performance of external gear pumps through CFD analysis of textured surfaces and gear edge chamfering,” in Journal of Physics: Conference Series, vol. 2893, no. 1: IOP Publishing, p. 012058, 2024.

[8] R. Tang, H. Ji, S. Yang, and S. Wang, “Structural optimization and verification to suction runner of high-speed external gear pump,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, p. 09544089251345207, 2025.

[9] L. T. Williams, Fundamentals of external gear pump design, Washington DC, Jan, 2022.

[10] H. Pan, K. Luo, L. Liu, L. Zhou, B. Liu, Z. Wen, F. Tian, W. Li, “Clearance leakage flow on aviation oil pump performance: Entropy generation and thermal–fluid–structure interaction analysis,” Physics of Fluids, vol. 37, no. 8, 2025.

[11] A. Mitov, N. Nikolov, and I. Kralov, “Influence of the Radial Gap on the External Gear Pump Performance,” Applied Sciences, vol. 15, no. 2, 2025.

[12] J. Qin, X. Yang, X. Lin, X. Yin, and J. Liu, “Analysis of flow field characteristics of leakage-lubrication-trapped oil-cooling medium in high speed magnetic gear pump,” in Second International Conference on Frontiers of Applied Optics and Computer Engineering, vol. 13564: SPIE, pp. 274-279, 2025.

[13] Z. Peng, W. Liejiang, L. Rongmin, L. Mingyuan, and Q. Yan, “Flow field modeling and simulation of high-speed gear pump considering optimal radial and end clearance,” IEEE Access, vol. 11, pp. 64725-64737, 2023.

[14] D. İmamoğlu and Ö. Ertunç, “Analysis of tip leakage in external gear pump,” in 9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON), pp. 621-630, 2018.

[15] F. Sedri and A. Riasi, “Investigation of leakage within an external gear pump with new decompression slots: numerical and experimental study,” Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 41, pp. 1-12, 2019.

[16] Y. Zhou and M. Hao, “The study of leakage of circular arc–involute–circular arc gear pump,” Advances in Mechanical Engineering, vol. 9, no. 9, p. 1687814017720082, 2017.

[17] V. Sahoo, “Effect of cavitation on leakages through active contact of involute toothed external gear pump,” in AIP Conference Proceedings, vol. 2341, no. 1: AIP Publishing, 2021.

[18] P. Szwemin and W. Fiebig, “The influence of radial and axial gaps on volumetric efficiency of external gear pumps,” Energies, vol. 14, no. 15, p. 4468, 2021.

[19] C. Carotenuto, F. Ferrari, S. Salerno, F. Bernabei, W. Lababidi, L. Montorsi, M. Milani, “Lumped parameter modeling and experimental characterization of pressure effects in a roller-type peristaltic pump with neoprene tubing for dialysis

توزین برای ارزیابی عملکرد پمپ در شرایط کاویتاسیونی روش مطمئن‌تری است.

بر اساس نتایج حاصل، پیشنهاد می‌شود در طراحی پمپ‌های دنده خارجی، سرعت کاری به‌صورت هدفمند و متناسب با محدوده کاری عدد کاویتاسیون انتخاب شود. همچنین توسعه مدل‌های عددی چند فاز، بررسی اثر خواص سیال و دما و استفاده از روش‌های پیشرفته تشخیص و اندازه‌گیری کاویتاسیون می‌تواند به درک دقیق‌تر مکانیزم‌های نشتی و بهینه‌سازی عملکرد پمپ منجر شود.

۶. فهرست علائم

علامت اختصاری	تعریف
Z	تعداد دندانه
P_{in}	فشار ورودی
P_{out}	فشار خروجی
Q_{ideal}	دبی ایده‌آل
Q_{actual}	دبی واقعی
T_f	دمای سیال
ω	سرعت کاری پمپ
η_{vol}	کارایی حجمی
ρ	دانسیته‌ی سیال

۷. منابع

- [1] D. T. Bantelay, G. Gebresenbet, B. T. Admasu, and S. G. Gebeyehu, “One-dimensional pump geometry prediction modeling for energy loss analysis of pumps working as turbines,” International Journal of Thermofluids, vol. 21, p. 100562, 2024.
- [2] D. F. Blanco-Patiño, J. Niño-Navia, J. I. Garcia-Sepulveda, and C. Nieto-Londoño, “Performance prediction of a centrifugal compressor for a cogeneration microturbine,” International Journal of Thermofluids, vol. 17, p. 100272, 2023.
- [3] A. M. Teamah and M. S. Hamed, “Numerical investigation of thermal losses within an internal gear train submerged in a multiphase flow and enclosed in a rotating casing,” International Journal of Thermofluids, vol. 15, p. 100188, 2022.
- [4] Ł. Warguła, Ł. Gierz, O. Zharkevich, B. Wiczorek, Ł. Wojciechowski, K. Perz, A. Berg, A. Berg, D. Zhunuspekoy, A. Altynbaev, P. Kaczmarzyk, A. Dziechciarz, “The influence of kinematic viscosity of oils on the energy consumption of a gear pump used for pumping oil in machines and vehicles,” PloS one, vol. 20, no. 9, p. e0331371, 2025.
- [5] O. Zharkevich, A. Berg, O. Reshetnikova, A. Berg, O. Nurzhaniva, A. Altynbayev, D. Zhunuspekoy, O. Stukach, “The Study and Determination of Rational Hydraulic Parameters of a



- machines,” International Journal of Thermofluids, vol. 26, p. 101132, 2025.
- [20] F. Orlandi, L. Montorsi, and M. Milani, “Cavitation analysis through CFD in industrial pumps: A review,” International Journal of Thermofluids, vol. 20, p. 100506, 2023.
- [21] N. L. Husni, H. Basri, and I. Yani, “Challenges in turbine flow metering system: An overview,” in Journal of Physics: Conference Series, vol. 1198, no. 4: IOP Publishing, p. 042010, 2019.
- [22] T. Petitto, Fundamentals of liquid turbine meters, ed, 2024.
- [23] A. A. El-Hadj and S. Z. B. Abd Rahim, “Optimization of an external gear pump using response surface method,” Journal of mechanics, vol. 36, no. 4, pp. 567-575, 2020.
- [24] I. G. Ghionea, N. Ionescu, A. Ghionea, S. ČUKOVIĆ, S. Tonoiu, M. CATANĂ, I. Jamshed, “Computer aided parametric design of hydraulic gear pumps,” Acta Technica Napocensis-Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, vol. 60, no. 1, 2017.

پی نوشت

1. Full scale
2. BLDC
3. Displacement
4. Addendum
5. Dedendum
6. Negative side leakage

۲۲۴

سال ۱۴ - شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۴

نشریه علمی

دانش و فناوری هوافضا



دنده خارجی تحت لقی جانبی متفاوت
بررسی تجربی اثر شرایط عملکردی بر کارایی پمپ