



شماره ۷ سال ۲ پاییز ۹۲ ۱۰۷ صفحه

پیمای سانتریفیوژ

نشریه تحقیق و توسعه
شرکت آریا سپهر کیهان



نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال سوم / شماره هفتم / پائیز ۱۳۹۲ / ۱۰۷ صفحه

۲ کسر مقاله

۳ اجرای پروژه های صنعتی به روش EPC

۱۴ مشخصات متریال های استاندارد قطعات ریخته گری پمپ

۲۹ ضوابط تخصصی کیفیت در پمپ های سانتریفیوژ

۴۰ فرهنگ لغات و اصطلاحات مربوط به کوپلینگ

۵۰ الگوریتم های طراحی پره

۸۱ کیفیت تولید پمپ های سانتریفیوژ

۸۹ معرفی روغن های نفتی توربین قابل استفاده در روانسازی پمپ های سانتریفیوژ

۹۶ نکاتی پیرامون انتخاب کوپلینگ

نشانی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه دوم

تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱ فکس: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۴

صاحب امتیاز: شرکت آریا سپهر کیهان

مدیر مسئول: آقای مهندس رسول پایدار نوبخت

سردبیر: آقای مهندس اردلان ملکی

مقاله سرمهقاله

از لحظه‌ی اولی که قلم در دست گرفته شد تا سرمهقاله‌ی شماره‌ی هفتم نشریه به نگارش در آید، جمله‌ای با حروفی بزرگتر در ذهن نگارنده خودنمایی می‌کرد:

"فصل نامه‌ی تخصصی پمپ‌های سانتریفیوژ وارد سال سوم انتشار خود شد!"

شاید در نگاه اول، جمله‌ای نه چندان پر اهمیت به نظر رسد ولی در پس آن کوهی از عشق نهفته است؛ عشق به خدمت، عشق به پیشرفت، عشق به توسعه‌ی روزافزون صنعت در ایران و یک مسئولیت بزرگ؛ مسئولیت پرچمداری تولید مبتنی بر علم روز دنیا در صنعت پمپ‌های سانتریفیوژ ایران.

از اهداف اصلی شرکت صنعتگران آریا سپهر کیهان، از بدو تاسیس تا کنون، علمی کردن پروسه‌ی طراحی، ساخت و نگهداری پمپ‌های تولیدی بوده است که از پاییز سال ۱۳۹۰ با انتشار نشریه‌ی تخصصی پمپ‌های سانتریفیوژ توسط واحد تحقیق و توسعه‌ی این شرکت، سعی در ترویج این روند داشته است. اکنون پس از گذشت دو سال، با پیشرفت روز به روز علم توربوماشین و همچنین تمرکز تولیدکنندگان بزرگ پمپ‌های سانتریفیوژ دنیا بر نکات ریز آنالیز و طراحی، پرداختن به جنبه‌ی علمی بیش از پیش ضروری می‌نماید.

در این شماره مقالاتی متنوع در زمینه‌های مختلف پمپ‌های سانتریفیوژ ارائه شده است که هر یک نتیجه تلاش‌های شبانه روزی مجموعه‌ی آریا سپهر کیهان بوده است. از خوانندگان گرامی تقاضا دارم در صورت وجود هرگونه انتقاد یا پیشنهاد از طریق پست الکترونیکی maleki@aryask.com با اینجانب در واحد تحقیق و توسعه در تماس باشند. در پایان لازم می‌دانم از حمایت‌های بی دریغ جناب آقای مهندس پایدار نوبخت، مدیر مسئول محترم این نشریه نهایت تشکر و قدردانی را داشته باشم.

و من الله توفيق

اردلان ملکی

مدیر واحد تحقیق و توسعه

■ اجرای پروژه های صنعتی به روش EPC^۱

مقدمه

با گسترش پروژه های عمرانی و صنعتی در سالهای اخیر در کشور و پیچیدگی فرایندهای اجرایی کار، لزوم افزایش آگاهی در خصوص اجرای پروژه های صنعتی به صورت کلید در دست EPC احساس می شود. در سال های گذشته عموماً پیمانکاران بزرگ بین المللی در اجرای پروژه های بزرگ کشور فعالیت داشتند و همیشه از سازندگان خارجی جهت تهیه کالاهای مورد نیاز پروژه استفاده می کردند. این امر باعث گردید که تولیدکنندگان داخلی نحوه اجرا و سازوکارهای متدالو در ساخت کالاهای صنعتی مورد نیاز پروژه های بزرگ را تجربه نکنند. در سالهای گذشته تولید کنندگان داخلی لزوم مستندسازی، تهیه مدارک فنی و بازارسی را کمتر احساس می کردند و غالباً این فعالیت ها در شرکت های بزرگ که معمولاً تحت لیسانس شرکت های مطرح خارجی تأسیس می شدند و با نظارت آنها فعالیت می کردند، انجام می گرفت. اما امروزه تولیدکنندگان زیادی در داخل کشور در پروژه های بزرگ کشور سهیم هستند و آگاهی از روند صحیح اجرا جهت ساخت کالا بیش از پیش احساس می شود. امروزه صرف تولید کالای با کیفیت ملاک استفاده در پروژه های صنعتی نمی باشد. از نقطه نظر کارفرمایان، کالایی با کیفیت می باشد که علاوه بر طراحی و تولید صحیح و با کیفیت، مراحل بازارسی، مستند سازی و تهیه مدارک مهندسی را به نحو مطلوبی گذرانده باشد. در واقع شرکت های تولیدی به سمت افزایش نیروهای انسانی در بخش های کنترل کیفی، مستندسازی و مهندسی جهت ثبت وقایع و بایگانی سوق داده می شوند. گذار از تولید سنتی به تولید صنعتی در کشور، تولیدکنندگان داخلی نیز بزرگی مواجه خواهد کرد. همزمان با افزایش سطح آگاهی کارفرمایان ایرانی در اجرای پروژه های عمرانی و صنعتی، تولیدکنندگان داخلی نیز باید سطح کیفی محصولات خود را مطابق استانداردهای مورد قبول کارفرما افزایش دهند و علاوه بر آن دانش اجرای پروژه را نیز در ساختار خود به نحو مناسبی انتقال دهند. همچنین پرسنل شرکت باید توانایی گفتگو با کارفرمایان و برآورد خواست ها و الزامات آنها را داشته باشند که این امر باعث می شود لزوم کسب دانش اجرای پروژه برای افراد یک سازمان بیش از پیش احساس شود. اگرچه با توجه به نوع محصول تولیدی هر شرکت، روش های اجرای پروژه متفاوت خواهد بود، اما می توان تمامی مراحل اجرای پروژه را به پنج قسمت زیر طبقه بندی نمود:

- ۱- مرحله آغازین پروژه
- ۲- فاز مهندسی پروژه
- ۳- فاز تأمین مواد و مصالح مورد نیاز پروژه
- ۴- فاز ساخت و اجرای پروژه
- ۵- مرحله اتمام پروژه

در اجرای تمامی پروژه های EPC (مهندسی، تأمین، اجرا) پنج مرحله فوق وجود دارد، فاز بازارسی پروژه به صورت نامحسوس در تمامی پنج مرحله فوق مستتر می باشد و در بعضی مواقع به دلیل اهمیت موضوع به عنوان فاز جداگانه قلمداد می شود.

^۱ این مقاله توسط جناب آقای مهندس پایدار نوبخت، مدیرعامل محترم شرکت آریا سپهر کیهان، تالیف شده است.

- مرحله آغازین پروژه

وقتی یک پروژه به یک تولیدکننده ابلاغ می‌گردد، مدیر پروژه تعیین می‌شود. مدیر پروژه با همکاری سایر اعضای کلیدی مانند مدیر مهندسی، مدیر برنامه ریزی تولید، مدیر کنترل کیفیت، مدیر تامین کالا، مدیر تولید و مدیر کنترل پروژه نسبت به تهیه برنامه کاری اجرای پروژه اقدام می‌کند. این برنامه در حوزه‌های مختلف اجرا، تدوین می‌شود. یک برنامه کاری معمولاً شامل موارد زیر می‌باشد:

الف) برنامه زمانبندی اجرای کار^۲

یک برنامه زمانبندی اجرای کار شامل دو مرحله می‌باشد. مرحله اول شکست کار به فعالیت‌های کوچک و قابل ردیابی می‌باشد. معمولاً در فرآیند ساخت کالاهای صنعتی، شکست کار تا مرحله سوم و یا چهارم کفايت می‌کند. اگرچه در بعضی مواقع و با توجه به گستردگی و پیچیدگی فرآیند اجرا، ممکن است شکست کار تا سطح پنجم هم صورت پذیرد. معمولاً شکست کار تا مرحله ای ادامه پیدا می‌کند که زمان اجرای هر فعالیت در بازه زمانی چند روز تا یک هفته قابل نمایش باشد.

مرحله دوم تعیین مسیر بحرانی اجرای کار می‌باشد. مسیر بحرانی، مسیری است که زمان نهایی اجرای کار را مشخص می‌کند. به عبارت دیگر در صورت تأخیر در هر یک از فعالیت‌هایی که در مسیر بحرانی قرار دارد، زمان اجرای پروژه به همان نسبت به تأخیر خواهد افتاد. تعیین مسیر بحرانی از نقطه نظر زمانبندی اجرای کار بسیار با اهمیت می‌باشد.

اصلاح برنامه زمانبندی اجرای کار در طول پروژه بسیار متداول است. اگرچه باید در هنگام تهیه برنامه زمانبندی نهایت دقیقت به عمل آید، اما ممکن است در طول پروژه به دلایل زیر نیاز به اصلاح این برنامه باشد:

- ۱- تغییر در مشخصات فنی پروژه از سوی کارفرما
- ۲- تأخیر یا تقدم در تأمین مواد و مصالح
- ۳- اصلاحات و دوباره کاری‌ها در طول فرآیند تولید
- ۴- عدم اطمینان در برآورد زمانبندی اجرای برخی فعالیت‌ها
- ۵- تأخیر در تهیه و یا تأیید مدارک فنی از سوی کارفرما و عدم امکان پیشرفت کار
- ۶- تأخیر در تأیید بازرسی‌ها از طرف کارفرما و یا بازرس شخص ثالث

بنابراین لازم است به صورت دوره‌ای برنامه زمانبندی اجرای کار اصلاح و به تأیید کارفرما برسد. گزارشات دوره‌ای انجام کار و اصلاح برنامه زمانبندی و جبرانی کار به گزارش پیشرفت پروژه^۳ معروف است و باید در اجرای هر پروژه صنعتی به کارفرما ارائه شود. گزارش پیشرفت کار پروژه از جنبه‌های گوناگون اهمیت دارد. علاوه بر اینکه گزارش صحیح و واقعی از پیشرفت کار پروژه باعث آگاهی کارفرما از روند اجرای پروژه می‌گردد، باعث می‌شود کارفرما این امکان را داشته باشد تا سایر فعالیت‌هایی که در ارتباط با آن می‌باشد را کنترل و برنامه ریزی نماید. به عنوان مثال تصور کنید که طراحی و ساخت ۲ دستگاه الکتروپمپ سوخت بویلر یک نیروگاه را از کارفرما سفارش گرفته‌اید. پمپ‌ها قرار است از مخزن ذخیره مکش نمایند و سوخت بویلر را تأمین نمایند. همزمان کارفرما با مخزن ساز و بویلرساز و با پیمانکار اجرایی خط انتقال لوله در حال مذاکره و عقد قرارداد می‌باشد. در صورتی که عملیات

² Work Breakdown Schedule (WBS)

³ Progress Report

ساخت پمپ‌ها با تأخیر مواجه شود و یا مدارک فنی با وقفه تهیه شود، قطعاً در زمانبندی اجرای فعالیت سایر پیمانکاران کارفرما تأثیر خواهد گذاشت. با ارائه گزارشات صحیح، این امکان برای کارفرما ایجاد می‌شود که نظارت دقیقتری بر عملیات پیمانکاران دیگر در ارتباط با پروژه ما داشته باشد.

ب) برنامه تست و بازرسی پروژه^۴

تهیه برنامه تست و بازرسی پروژه یکی از مهمترین مدارک در اجرای پروژه‌های صنعتی می‌باشد. با تهیه این مدرک نقشه راه بازرسی و تست در پروژه مشخص می‌شود. اگرچه هر کارخانه تولیدی برای ساخت کالای با کیفیت برنامه‌ی تست و بازرسی استاندارد خود را دارد، اما در اجرای پروژه این برنامه باید به تأیید کارفرما برسد. کارفرما می‌تواند بسته به حساسیت پروژه خود و یا انتظاری که از کالای سفارش داده شده دارد، این برنامه را اصلاح و تکمیل نماید. بنابراین اولین تفاوت شرکت‌های تولیدی پروژه محور با سایر شرکت‌ها در توانایی تغییر ساختار بر اساس برنامه تست و بازرسی می‌باشد. اگرچه تدوین برنامه ITP ممکن است قبل از شروع پروژه و همزمان با پروپوزال فروش به کارفرما ارائه شده باشد و یا ممکن است کارفرما در درخواست خرید (MR) خود این برنامه را به تفصیل شرح داده باشد، اما به هر حال نهایی سازی ITP در مرحله آغازین پروژه و در جلسه پیش بازرسی (PIM) صورت می‌گیرد.

جدول ۱ یک نمونه ITP برای ساخت پمپ‌های سانتریفیوژ طبق استاندارد API 610 را نشان می‌دهد. همانطور که در جدول ۱ مشاهده می‌شود هر فعالیت کیفی با اهمیت در اجرای پروژه بر اساس استاندارد و الزامات مورد نیاز فهرست شده است و سطح وظایف طرف‌های درگیر (سازنده، خریدار، بازرس شخص ثالث و کارفرما) به صراحت مشخص گردیده است. معمولاً جدول ITP به ترتیب اجرای پروژه نوشته می‌شود به طوری که معمولاً ردیف اول در ابتدای پروژه و ردیف آخر در انتهای پروژه انجام می‌گیرد. فعالیتی که توقف^۵ داشته باشد، باید حتماً دارای مجوز عبور از آن مرحله باشد. به عنوان مثال در جدول فوق فعالیت بازرسی مواد پوسته‌های تحت فشار باید مطابق با جدول ۱۴ و ۱۵ استاندارد API 610 ویرایش یازدهم انجام گیرد و این فعالیت برای سازنده^۶ اصطلاحاً هولد است، برای خریدار، بازرس شخص ثالث و کارفرما به صورت بررسی و تأیید مدارک می‌باشد. در واقع سازنده بدون تأیید مدارک از سوی طرف‌های درگیر پروژه امکان گذرا به مرحله بعدی ITP را ندارد.

همچنین ممکن است یک فعالیت برای همه یا چند طرف درگیر پروژه به صورت هولد باشد. در این صورت باید آن فعالیت با آگاهی و حضور طرف‌های درگیر انجام پذیرد. به عنوان مثال در جدول فوق، فعالیت Execution of major repairs برای سازنده و بازرس شخص ثالث به صورت هولد می‌باشد، برای خریدار به صورت بازرسی حضوری و برای کارفرما به صورت رویت مدارک می‌باشد. در این حالت، در هنگام اجرای فعالیت توسط سازنده، حضور بازرس شخص ثالث الزامی است و عدم حضور ایشان باعث توقف کار خواهد بود و نماینده خریدار هم با اطلاع قبلی و بنا بر تمایل خود می‌تواند حضور داشته و یا نداشته باشد و عدم حضور ایشان باعث توقف کار نخواهد بود و نماینده کارفرما هم صرفاً به منظور اطلاع، مدارک را رویت می‌کند.

⁴ Inspection and Test Plan (ITP)

⁵ Hold

⁶ Vendor

جدول ۱ API 610 برای ساخت پمپ های سانتریفیوژ طبق استاندارد ITP-

INSPECTION ACTIVITIES	Criteria / Standard	VENDOR	PURCHASER	TPI	CLIENT
PRELIMINARY ACTIVITIES					
Pre-Inspection Meeting (PIM)	Project Spec	H	H	H	H
MATERIAL and/or EQUIPMENT INSPECTION (INCOMMING)					
RAW MATERIALS INSPECTION					
Material identification and Markings (Material Certificates) <ul style="list-style-type: none"> Pump Casing Impeller Shaft 	EN 10204 3.1	H	H	H	H
Pressure Casing Material Inspection	Table 14 and 15, API 610, 11 th	H	RA	RA	RA
Execution of major repairs (Such as Welding Repairs)	Approved Procedure	H	W	H	R
MAJOR EQUIPMENT INSPECTION					
Motor Inspection <ul style="list-style-type: none"> Type Test Certification VI (Visual Inspection) 	Project Specification / Factory Standard	H	R	RA	RA
Motor Inspection <ul style="list-style-type: none"> Free Run Test Insulation Test Bearing Temp. Check 	Project Specification / Factory Standard	H	RA	W	RA
Shaft Seal Inspection <ul style="list-style-type: none"> Type Test Certification VI 	Project Specification / Factory Standard	H	R	RA	RA
Shaft Seal Inspection <ul style="list-style-type: none"> Hydrostatic Test (Cartridge design) 	Project Specification / Factory Standard	H	W	W	RA
Instrument Inspection <ul style="list-style-type: none"> VI and Review Documents and calibrating certificates 	Project Specification / Factory Standard	H	R	R	R
MATERIAL and/or EQUIPMENT INSPECTION (MANUFACTURING)					
Hydrostatic Test <ul style="list-style-type: none"> Pump Casing Seal Pots (if any) 	API 610, 11 th	H	W	W	RA
Balancing Test	ISO 1940-1	H	R	R	R
Pressure welded parts <ul style="list-style-type: none"> Liquid Penetrant Inspection 	ASME BPVC, Section VIII, Division 1, Appendix 8	H	R	R	R
Structural welding <ul style="list-style-type: none"> Base plates Supports and Connections 	MSS SP-55 / ASME BPVC, Section V, Article 9	H	R	R	R

EQUIPMENT INSPECTION (FABRICATED)					
Performance Test <ul style="list-style-type: none"> • H-Q Curve • P-Q Curve • Eff – Q Curve • Noise measurements • Vibration measurements 	API 610, 11 th / ISO 9906 Gr I	H	W	W	W
Mechanical Running Test <ul style="list-style-type: none"> • Stability of H-Q Curve • Temperature measurements • Vibration and noise measurements 	API 610, 11 th (8.3.4.2.2)	H	SW	SW	SW
Visual and dimensional inspection at assembled condition (before Mechanical Running Test)	Approved Drawings	H	R	R	R
Surface preparation prior to painting , coating, lining	Approved Painting Procedure	H	R	R	R
FINAL INSPECTION					
Painting and Coating Check	Approved Painting Procedure	H	W	W	R
Installation of wiring and piping (Seal Support System)	Approved Drawings	H	W	W	R
Aux. Items check <ul style="list-style-type: none"> • Spare parts • Seal Support Systems 	As per Project Spec	H	W	W	RA
Pre Shipment Inspection (including Name plate, tagging, packing and marking Inspection)	As per Project Spec	H	W	W	R
Final visual inspection	As per Project Spec	H	W	W	W
Documentation review prior to release	As per Project Spec	H	RA	RA	RA

Abbreviations:

TPI: Third Party Inspector

R: Review Documents

VI: Visual Inspection

RA: Review and Approved Documents

H: Hold Point

W: Witness Test

SW: Spot Witness (10% of total and/or 10% of Similar Parts)

پ) برنامه کنترل و تضمین کیفیت ^۷

تهیه این برنامه معمولاً بر اساس رویه های جاری کارخانه سازنده و همچنین بر اساس ITP توسط مدیر کنترل کیفی تهیه می شود. این برنامه نحوه کنترل قطعات از ابتدای ورود تا مرحله خروج محصول از کارخانه و ایستگاه های بازرگاری را توصیف می کند. نحوه انجام کار معمولاً بر اساس ITP اصلاح و تکمیل می شود. به عبارت دیگر این برنامه باید در تطابق با ITP نوشته شود. یک برنامه کنترل و تضمین کیفیت QA/QC Plan معمولاً شامل سرفصل های اصلی زیر می باشد:

- رویه های کنترل کیفی (کنترل ورودی، تولید، محصول)

- رویه های تست ^۸

⁷ QA/QC Plan

⁸ Test Procedures

- رویه های رنگ آمیزی و بسته بندی
- فرم های کنترل کیفی

رویه های کنترل کیفی شامل نحوه کنترل و بازرسی قطعات ورودی، نحوه کنترل و بازرسی قطعات حین تولید و همچنین بازرسی های نهایی محصول می باشد. در این بخش از مدرک به روشنی نحوه عمل توصیف می شود تا کارفرما تصور صحیحی از اجرای فرآیندهای درون سازمانی شرکت داشته باشد. کارفرما ممکن است بخشی از رویه ها را بنا به صلاحیت خود و بر اساس ITP تغییر و اصلاح نماید. این اصلاحات و تغییرات عموماً با تواافق سازنده و کارفرما صورت می گیرد و به هر حال سازنده باید توانایی اعمال نقطه نظرات کارفرما را داشته باشد.

جدول ۲- نمونه بازرسی قطعات ورودی

Section	Part(s)	Inspection activity(ies)
Raw Casting Parts	Pressure containing parts	Material Certificate type 3.1 for Incoming Heat Nos. Also, VI and Dimensional Check
	Impeller	
	Bearing Housing	VI, Material Certificates type 2.2, Dimensional Control
	General Parts	VI and Dimensional Control, Material Check
Raw bars and Structural Steels	Shaft	Material Certificate type 3.1 (only Chemical analysis) for each bar diameter.
	U- Profiles	VI, Dimensional Control
	Plates	VI, Dimensional Control, Material Check for Alloyed Steels
Standard Parts	Motor	VI, Type Test reports, Free Run and Insulating Test at ASK shop.
	Bearing	VI, Document Check.
	Mechanical Seals	VI, Type Test Report and Document Check
	Instrumentations	VI, Document Check
	Pipe(s)	VI, Dimensional Control, Material Check for Alloyed Steels (Type 3.1) of Incoming Batch
	Fitting	VI, Dimensional Control, Material Check for Alloyed Steels (Type 3.1) of Incoming Batch
	Bolts	VI, Dimensional Control, Material Check for Alloyed Steels (Type 3.1) of Incoming Batch
	Other standard Parts	VI, Dimensional Control, Document Check
Notes:	<ul style="list-style-type: none"> - Visual Inspection (VI): The all surfaces of materials will be inspected visually and conformed to be free of adhering sand, scales, cracks and hot treas. Other surface discontinuities will be judged and accepted in accordance with MSS STANDARD PRACTICE SP-55. 1980. - Dimensional Control: The Materials will be confirmed that they have ample dimensions including proper margins for the machining process. Also, the material will be accepted that their shapes are located correct positions per the work drawings. 	

جدول ۳ - نمونه بازرگانی فنی قطعات حین تولید

Part	Test	Brief Procedure
-Pump Casing - Pressure Welded Parts - Cooling Water Jackets	Hydrostatic	<ul style="list-style-type: none"> - Test pressure will be subject to the pump datasheet. - The cooling water jackets shall be tested at 10.5 kg/cm^2 G, if provided. - The duration time of the test shall be minimum 30 minutes as per API 610 paragraph 7.3.2.4
Impeller	Static and Dynamic Balance	<ul style="list-style-type: none"> - All impellers will be statically balanced by using two sharp edge rails. - In addition to the static balancing, the impellers will be dynamically balanced in accordance with ISO 1940-1 - Rotors of multistage pumps (2 or more stages) will be two-plane dynamically balanced to ISO grade 1.0 in accordance with project specification. - The individual impellers or rotors will be dynamically balanced. - The allowable eccentricity in plane of correction will be in accordance with ISO 1940-G1.0
Pressure welded parts	NDE	<ul style="list-style-type: none"> - As per ITP (minimum PT and Hydrostatic Test)
Welded Repair Parts	NDE	<ul style="list-style-type: none"> - As per Approved/Factory Procedure
Structural welding (Base plates, Supports and Connections)	VI	<ul style="list-style-type: none"> - Visual Inspection as minimum

جدول ۴ - نمونه بازرگانی های مونتاژی

Describe	Test	Brief Procedure
Running Clearances Measurement	Dimensional Check	<ul style="list-style-type: none"> - Prior to rotor assembly, the clearance between impeller wear ring and case wear ring will be measured. - The values of clearance must be within the limitation specified in API 610 Paragraph 5.7.4 and table 5.
Rotor Runout Measurements	Dimensional Check	<ul style="list-style-type: none"> - The eccentricity of shaft and impeller wear ring will be checked.
Outline Dimension Inspection		<ul style="list-style-type: none"> - After completion of pump assembly, outline dimensions shall be checked against the specified approved outline drawing and shall be confirmed within the following tolerances.
Flange Dimension		<ul style="list-style-type: none"> - The tolerance of flange dimensions shall be compliance with ANSI Standard B 16.5.

بازرسی های نهایی محصول می توانند شامل موارد زیر باشد:

- Pumps per specification
- Accessories per specification
- Spare parts per specification
- Name plate per specification

- Tagging per specification
- Instruction manual, caution plate and rotation mark, where applicable
- Identification marking per specification
- Fitting conditions of the parts
- Blind lid for all flanged and threaded openings
- Overall visual inspection
- To be described the inspection and test reports
-

هرگونه تست و بازرگانی باید مطابق با رویه های مکتوب انجام گیرد. مستندسازی رویه ها بر اساس استانداردهای مرجع این امکان را می دهد تا همیشه تست ها و آزمون ها با سطح کیفی قابل قبولی انجام پذیرد. ارائه رویه های تست و بازرگانی علاوه بر اینکه معرف نظم و انضباط کاری سازنده می باشد، این اجازه را به کارفرما می دهد تا بتواند قبل از انجام تست، با مطالعه رویه ها، از صحت انجام آن ها اطمینان پیدا کند.

تمامی تست ها و رویه های آن در جهت اطمینان از صحت تولید محصول می باشد. رویه های رنگ آمیزی و بسته بندی در ارتباط با کیفیت ظاهری دستگاه هنگام ارسال به محل مشتری / کارفرما می باشد. به طور ذاتی کارفرما این اختیار را دارد تا در خصوص نحوه رنگ آمیزی و بسته بندی کالایی که خریداری کرده اظهار نظر و تصمیم گیری نماید. در بعضی مواقع، کارفرما با انتخاب صحیح رنگ تجهیزات در سایت، نوع کاربری تجهیزات را مشخص می کند. به عنوان مثال تمامی تجهیزات و خطوط انتقال گازوئیل شامل مخازن، پمپ و لوله کشی ها را رنگ خاکستری با RAL 7030 انتخاب می کند و یا اینکه به دلیل شرایط جوی و آب و هوایی منطقه، به این نتیجه برسد که رنگ آمیزی تجهیزات باید مقاوم در برابر اشعه نور خورشید، خوردگی ناشی از آب دریا و نظایر آن باشد. این مسائل و مواردی نظیر آن باعث می گردد تا رویه رنگ آمیزی تهیه و به تأیید کارفرما برسد. همچنین کارفرما این حق را دارد تا در خصوص نحوه بسته بندی تجهیزات نیز اظهار نظر کند. از آنجا که به ندرت این اتفاق می افتد که کالای خریداری شده توسط کارفرما به سرعت به محل نصب انتقال یابد، ممکن است کارفرما علاقه داشته باشد تا تجهیزات جهت انتبارش طولانی مدت به نحو مناسبی بسته بندی شود و یا این احتمال وجود دارد که کارفرما فضای مناسبی جهت انتبار تجهیزات در مکان مسقف نداشته باشد و بسته بندی دستگاه باید به نحوی باشد که در برابر شرایط جوی مانند باد و باران استحکام کافی داشته باشد. در پروژه هایی که محل نصب تجهیزات در دریا می باشد و تمامی تجهیزات با کشتی و یا قایق های باری به محل نصب منتقل می شوند، ممکن است کارفرما بسته بندی دستگاه را همانند بسته بندی کالاهای صادراتی بخواهد. همچنین با توجه به حساسیت و قیمت کالا و یا نوع کالا درخواست بسته بندی ویژه ای داشته باشد. تمامی این موارد و احتمالات باعث می شود که دستورالعمل بسته بندی و شماره گذاری تهیه و به تأیید کارفرما برسد.

جدول ۵- نمونه آماده سازی سطح

Parts	Surface Preparation			
	Solvent Cleaning	Wire Brushing	Hand tool brushing	Sand Blasting
Base plates and skids	X	X		X
Pumps	X	X	X	
Steel structures	X	X		
Stainless Steel pipes	X	X		
Standards and Code	SA 2	SA2	SA2	SA2-1/2

جدول ۶- نمونه سیستم رنگ آمیزی

Primer coat	Intermediate coat	Top or Finish coat	Top Color	REMARK
Zinc Rich Epoxy (70 microns)	Epoxy Polyamide (150 microns)	Polyurethane (50 microns)	9006	For Pump, Base plate, Internal accessories and piping

جدول ۷ - نمونه بسته بندی و حمل تجهیزات

TAG No.	Packing Type			Estimated Shipping		
	Wrapped and Palletized	Wooden Box (Domestic)	Wooden Box (Sea freight)	Dimensions L x w x H (m)	Weight (kg)	
	X			3.5 1.5 1.5	500	

- فاز مهندسی پروژه

به لحاظ استراتژیک، فاز مهندسی پروژه مهمترین فاز پروژه می باشد. در صورتی که این فاز به درستی اجرا شود، فعالیت در سایر فازها با کمترین دوباره کاری انجام می شود. به عبارت دیگر اگر طراحی یک محصول صحیح نباشد، نقشه های اجرایی کار به درستی و با دقت ترسیم نشوند، ترانس ابعادی قطعات با دقت و مناسب انتخاب نشود و لیست قطعات و مواد و مصالح مورد نیاز پروژه به درستی تعیین نشود، در این صورت فعالیت سایر فازها حتی با نهایت کیفیت و دقت بی فایده خواهد بود. بنابراین معمولاً در شرکت های تولیدی پروژه محور، مدیر اجرایی پروژه از بخش مهندسی انتخاب می شود. در واقع بخش مهندسی مسئولیت طراحی محصول، نقشه کشی قطعات، تهیه نقشه های جانمایی، نقشه های کنترلی، نقشه های مونتاژی و تهیه پارت لیست و لیست مواد و مصالح پروژه را بر عهده خواهد داشت. در واقع با تکمیل نقشه های اجرایی و پارت لیست، فاز مهندسی پروژه تکمیل می گردد.

در صورتی که مدیر اجرایی پروژه از بخش مهندسی انتخاب شده باشد، پس از آن وظیفه نظارت عالیه بر روند اجرای پروژه از نقطه نظر مهندسی بر عهده ایشان می باشد. این نظارت شامل نظارت عالیه بر روند ساخت قطعات پروژه و نظارت بر تست ها و مونتاژ قطعات می باشد.

فاز مهندسی پروژه در ساخت پمپ های سانتریفیوژ شامل موارد زیر می باشد:

- محاسبات پایه ای
- طراحی هیدرولیکی
- طراحی مکانیکی
- طراحی دینامیکی
- طراحی مدل و قالب
- طراحی ابزار مخصوص و فیکسچرها
- تهیه نقشه های ساخت قطعات و تکنولوژی روش تولید

- تهیه نقشه های کنترلی قطعات
- تهیه نقشه های مونتاژی و تکنولوژی روش مونتاژ
- تهیه نقشه های جانمایی و برش خورد
- تهیه لیست قطعات به همراه فهرست متریال

بسته به نوع پروژه ممکن است برخی از موارد فوق کاربرد نداشته باشد. به عنوان مثال ممکن است در اجرای یک پروژه نیاز به طراحی مدل و قالب نباشد و از مدل و قالب ها و یا ابزار مخصوص و فیکسچر موجود در پروژه های مشابه قبلی استفاده شود.

- فاز تأمین مواد و مصالح پروژه

بدون شک در اجرای هر پروژه صنعتی، تأمین مواد اولیه و مصرفی مورد نیاز از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. معمولاً کارفرمایان حساسیت زیادی در تأمین مواد اولیه بکار رفته در ساخت پروژه دارند. این موضوع طبیعی است چرا که در صورت استفاده از مواد نامرغوب و یا نامنطبق، ممکن است خسارات جبران ناپذیری به وجود آید. با تخصصی شدن فرآیندهای تولید، تولیدکنندگان ترجیح می دهند به منظور کاهش هزینه های سربار و زمان اجرا، مواد اولیه و قطعات مصرفی مورد نیاز در ساخت تجهیزات را به صورت استاندارد از سایر تأمین کنندگان و تولیدکنندگان تهیه نمایند. این موضوع اهمیت فاز تأمین مواد را دو چندان می کند. چرا که ممکن است یک تولیدکننده مطرح که تخصص کافی در طراحی و ساخت کالای پروژه را داشته باشد، بدليل عدم استفاده از تأمین کنندگان با کیفیت جهت مواد مصرفی مورد نیاز خود، نتواند کالای تخصصی خود را با کیفیت مناسب تحويل دهد. به عنوان مثال یک تولیدکننده پمپ ممکن است به دلیل استفاده از تأمین کننده کوپلینگ نامناسب، باعث شود طول عمر پمپ و الکتروموتور به نحو چشمگیری کاهش یابد و اگرچه ممکن است پمپ و الکتروموتور هر یک به تنهایی با کیفیت بسیار بالایی تولید شده باشند، اما استفاده از کوپلینگ نامناسب باعث خرابی زودهنگام هر دو تجهیز شود.

بدین منظور تقریباً در تمامی پروژه های صنعتی، کارفرمایان نسبت به تهیه لیست تأمین کنندگان مجاز^۹ اقدام می نمایند. این لیست شامل نام تمامی سازندگانی است که مورد تأیید کارفرما می باشد و تقریباً تمامی اقلام مورد نیاز پروژه را شامل می شود. علاوه بر این سازنده نسبت به تهیه لیست تأمین کنندگان مورد استفاده در پروژه نیز اقدام می نماید که این لیست تحت عنوان Sub Supplier List جهت تأیید به کارفرما ارائه می شود و باید منطبق با AVL کارفرما باشد. اگرچه تهیه اقلام پروژه خارج از AVL کارفرما مجاز نمی باشد، اما ممکن است بنا به دلایل مختلف و با تأیید کارفرما، تجهیزی خارج از AVL خریداری شود.

تأمین مواد مصرفی مورد نیاز پروژه از AVL این اطمینان خاطر را به کارفرما می دهد که در ساخت تجهیزات پروژه از تأمین کنندگان معتبر و شناخته شده کارفرما استفاده می شود. همچنین ممکن است بعدها جهت تأمین قطعات یکی مورد نیاز، کارفرما این توانایی را دارد که راساً نسبت به خرید اقلام استاندارد از سازنده مربوطه اقدام نماید.

- فاز ساخت و اجرای پروژه

پس از تکمیل فاز مهندسی و همزمان با اجرای فاز تأمین و تدارکات پروژه، مرحله ساخت و اجرای پروژه آغاز می شود. واحد برنامه ریزی تولید با هماهنگی مدیر پروژه و با در اختیار داشتن نقشه های تولیدی و برنامه زمانبندی کلی پروژه، مراحل ساخت محصولات

⁹ Approved Vendor List (AVL)

پروژه را برنامه ریزی می کند. در واقع فاز اجرایی پروژه از واحد برنامه ریزی آغاز می شود. امور برنامه ریزی، مطابق پارت لیست پروژه، قطعاتی که نیاز به خرید داشته باشند، به امور تدارکات درخواست می دهد و قطعاتی که آماده ساخت باشند، به امور تولید، دستور ساخت می دهد. هرچقدر فاز طراحی مهندسی با دقت بیشتری انجام گرفته باشد، فاز ساخت و اجرا با سهولت بیشتری انجام می گیرد. از آنجا که در ساخت قطعات پمپ ها، عموماً ترانس های ماشینکاری بسیار بسته می باشد (در محدوده چند صدم میلیمتر)، تولید و کنترل قطعات ساخته شده از حساسیت بیشتری برخوردار می باشد و معمولاً از تجهیزات و ماشین آلات با کیفیت و دقیق و همچنین از اپراتورهای خبره در ماشینکاری و تولید قطعات استفاده می شود.

در تولید صنعتی باید توجه داشت قطعات می باشد دقیقاً مطابق نقشه و در محدوده ترانس های هندسی تولید شوند. این موضوع در هنگام تهیه لوازم یکی قطعات بسیار با اهمیت خواهد بود. در صورتی که قطعه بر اساس مشخصات فنی تولید نشده باشد، امکان جایگزینی آن با قطعه یکی در آینده غیر ممکن خواهد بود. کارخانجات پمپ سازی که قطعات خارج از محدوده ترانس را بدون مستندسازی، اصلاح و تعمیر می کنند، در آینده با مشکل عدیده تری مواجه خواهد بود: تأمین قطعه یکی. بنابراین مستندسازی فرآیندهای اصلاحی در ساخت قطعات، بزرگترین کمک به تولیدکننده خواهد بود و از ایجاد شکایات احتمالی کارفرما در آینده در خصوص عدم انطباق قطعات یکی جلوگیری خواهد کرد.

- مرحله اتمام پروژه

پس از اتمام فاز مهندسی، خرید و ساخت پروژه و با تکمیل مراحل تولید پروژه، فاز اتمام پروژه آغاز می شود. این فاز اهمیت زیادی دارد. چرا که ماحصل فازهای قبلی می باشد در این فاز به ثمر نشینند. در واقع این فاز، مرحله ای است که تمامی فعالیتها باید به مرز ۱۰۰ درصد برسند. معمولاً در این مرحله اقدامات زیر انجام می شود:

- تکمیل و تأیید نهایی کلیه مدارک مهندسی و کنترل کیفی
- تأیید تست های نهایی محصول
- رفع کلیه ایرادات و انجام اصلاحات مورد نیاز
- رنگ آمیزی، بسته بندی و شماره گذاری کالا
- اخذ مجوزهای لازم از کارفرما جهت ارسال کالا
- تهیه کتابچه نهایی پروژه
- ارسال تجهیزات به محل پروژه
- نصب و راه اندازی تجهیزات در سایت (در صورت نیاز)

چه بسیار پروژه هایی که به دلیل مشکلات فنی بسیار کوچک و عدم توجه سازنده به آن، باعث تأخیر در تأیید نهایی و ارسال کالا شده است. معمولاً شرکتهای تولیدی پروژه محور که تجربه کافی در اجرای پروژه های صنعتی دارند، به این مرحله توجه ویژه دارند. چرا که با ارسال کالا و تهیه صورت وضعیت می توانند از ماحصل مادی پروژه منفعت کنند.

مشخصات متریال های استاندارد قطعات ریخته گری پمپ

مقدمه

کاربرد بالای مواد آهنی در ساخت قطعات مختلف پمپ های سانتریفیوژ باعث شده است که انتخاب ماده‌ی مناسب برای ساخت هر قطعه و شناخت خواص آن به یکی از دغدغه‌های اصلی کارخانه های پمپ سازی بدل شود. بدین ترتیب و پرکاربرد در زمینه‌ی مواد فلزی استاندارد^{۱۰} ASTM API 610 جنس مواد فلزی پمپ بر مبنای آن معرفی شده اند. در این مقاله به کار رفته در ساخت قطعات ریخته گری^{۱۱} پمپ های سانتریفیوژ API پرداخته می شود.

قطعات ریخته گری پمپ

قطعات ریخته گری پمپ به دو دسته تقسیم می شوند:

۱. قطعات ریخته گری عمومی
۲. قطعات ریخته گری تحت فشار

طبق استاندارد API 610 برای هر کدام از این دو دسته از متریال های مشخصی باید استفاده شود که در جدول ۱ مهمترین آنها لیست شده است.

جدول ۱

	قطعات ریخته گری	
	تحت فشار	عمومی
آهن ریخته گری	A 278 Class 30	A 48 Class 25/30/40
فولاد کربنی	A 216 Gr WCB	-
فولاد کروم ۱۲٪	A 487 Gr CA6NM	A 743 Gr CA 15
فولاد زنگ نزن آستنیتی	A 351 Gr CF3 M	A 743 Gr CF3 M
فولاد زنگ نزن دوبلکس	A 890 Gr 1 B	-

در زیر به بررسی هر کدام از این متریال ها پرداخته شده است.

¹⁰ American Society for Testing and Materials
¹¹ Casting

قطعات ریخته گری عمومی

قطعات ریخته گری عمومی پمپ های سانتریفیوژ به قطعاتی اطلاق می شود که در تماس با سیال پرفشار نیستند. مثلاً پایه های پمپ، سروپوش یاتاقان و ... برای ساخت این قطعات از متریال های زیر استفاده می شود:

ASTM A48

این متریال مربوط به آهن ریخته گری خاکستری است. این متریال در گرید های مختلفی موجود است که نامگذاری این گرید ها بر اساس یک حرف و یک عدد می باشد. عدد نشان دهنده می مقاومت کششی متریال بر حسب ksi می باشد و حرف نیز نشان دهنده ای اندازه های شمش تست است که در قسمت تست نمونه به تفصیل شرح داده خواهد شد.

❖ کلاس بندی

گرید های مختلف متریال A48 را می توان در دو کلاس خلاصه کرد:

- ۱- کلاس اول (شامل گریدهای ۲۰، ۲۵، ۳۰، ۳۵) : دارای خصوصیات : قابلیت ماشین کاری بالا، ظرفیت دمپینگ بالا، مدول الاستیسیته ای پایین، سهولت نسبی تولید.
- ۲- کلاس دوم (شامل گرید های ۴۰، ۴۵، ۵۰، ۵۵، ۶۰) : دارای خصوصیات: قابلیت ماشین کاری پایین، ظرفیت دمپینگ پایین، مدول الاستیسیته ای بالا، سخت بودن نسبی تولید.

❖ کاربرد در اجزای پمپ

در قطعات عمومی پمپ که تحت فشار نیستند و متریال مناسب برای آن آهن ریخته گری باشد از A48 استفاده می شود. کلاس های مورد استفاده ای این متریال کلاس های ۲۵، ۳۰ و ۳۵ می باشد.

❖ ترکیب شیمیایی

در متن استاندارد اشاره ای به آن نشده است.

❖ خواص مکانیکی

همانطور که پیشتر بیان شد، استحکام کششی هر کلاس با عدد آن بیان شده است. مثلاً متریال B30 دارای استحکام کششی ۳۰ ksi است. در مورد سایر خصوصیات مکانیکی این متریال در متن استاندارد اشاره ای نشده است.

❖ تست نمونه

برای سنجش خصوصیات مکانیکی متریال یک تست کشش روی آن انجام می شود که با توجه به نوع نمونه و زمان شکست آن متفاوت است. اگر نمونه از نوع A باشد نباید زودتر از ۱۵ ثانیه و اگر نمونه از نوع B یا C باشد نباید زودتر از ۲۰ ثانیه گسیخته شود. انواع نمونه ها و ابعاد آنها در جدول ۲ و جدول ۳ آورده شده است.

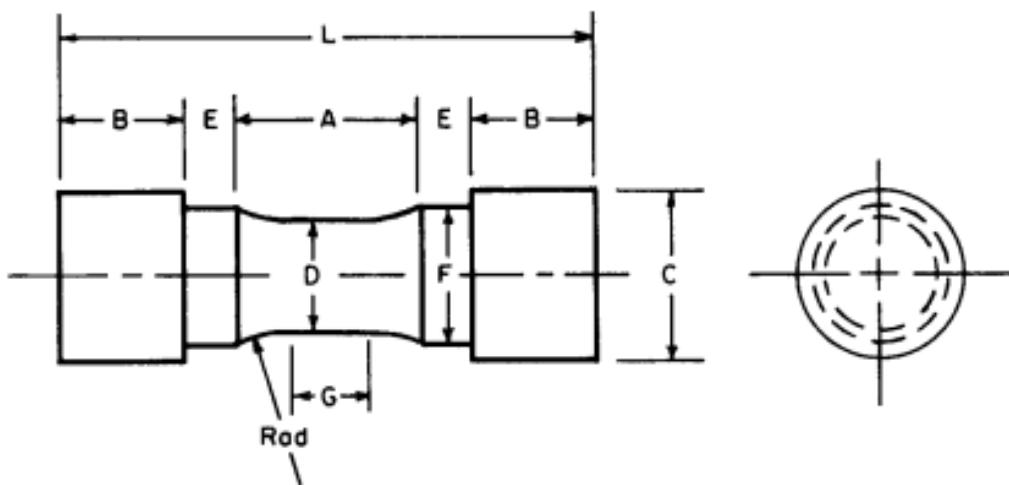
جدول ۲

قطر (اینچ)			طول (اینچ)		
شمش نمونه	نامی	مینیمم	ماکزیمم	مینیمم	ماکزیمم
A	0.88	0.85	0.96	5	6
B	1.2	1.14	1.32	6	9
C	2	1.9	2.1	7	10
S	*	*	*	*	*

* توافقی بین خریدار و فروشنده

جدول ۳

دیمانسیون (inch)	A	B	C
G (min)	0.5	0.75	1.25
D	0.5 ± 0.01	0.75 ± 0.015	1.25 ± 0.025
R (min)	1	1	2
A (min)	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{9}{4}$
L (min)	$\frac{15}{4}$	4	$\frac{51}{8}$
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{4}$	$\frac{15}{8}$
E (min)	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$
F	$\frac{5}{8} \pm \frac{1}{64}$	$\frac{15}{16} \pm \frac{1}{64}$	$\frac{23}{16} \pm \frac{1}{64}$
B	اختیاری	اختیاری	اختیاری



شکل ۱- نمونه تست

ASTM A743

این استاندارد معرف متریالی از جنس آهن-کروم و آهن-کروم-نیکل است که در کاربردهای عمومی برای مصارف ضد خوردگی به کار می رود.

❖ کاربرد در پمپ

از گرید CA15 این متریال در ساخت قطعات عمومی ریخته گری شده ی فولاد کرومی و از گرید CF3M آن در ساخت قطعات عمومی ریخته گری شده ی فولادی ضد زنگ آستنیتی استفاده می شود.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی دو گرید مذکور در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۴

گرید	کربن	منگنز	سیلیکون	فسفر	گوگرد	کروم	نیکل	مولیبدن
CA15	0.15 (max)	1 (max)	1.5 (max)	0.04 (max)	0.04 (max)	11.5 - 14	1 (max)	0.05 (max)
CF3M	0.03 (max)	1.5 (max)	1.5 (max)	0.04 (max)	0.04 (max)	17-21	9-13	2-3

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی در جدول ۵ آورده شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد اشاره ای به سختی متریال نشده است.

جدول ۵

گرید	استحکام کششی (ksi)	استحکام تسلیم (ksi)	ازدیاد طول (%)	کاهش سطح (%)
CA15	90	65	18	30
CF3M	70	30	30	اشاره نشده است

❖ تست نمونه

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه تست نمونه نشده است.

❖ تعمیر و ترمیم

تعمیر و ترمیم این متریال به وسیلهٔ جوشکاری و با توجه به حداقل دمای دوباره گرمکاری که در جدول ۶ آورده شده است انجام می‌شود.

جدول ۶

گرید	حداقل دمای دوباره گرمکاری (فارنهایت)
CA15	۴۰۰
CF3M	۵۰

قطعات ریخته گری تحت فشار

قطعات ریخته گری تحت فشار پمپ‌های سانتریفیوژ به قطعاتی اطلاق می‌شود که در تماس با سیال پرفشار هستند. مثلاً پره، حلزونی، دیفیوزر و ... برای ساخت این قطعات از متریال‌های زیر استفاده می‌شود:

ASTM A216

این استاندارد معرف فولاد کربنی ریخته گری شده ای است که مناسب برای کاربردهای دما بالا و جوشکاری ذوبی می‌باشد. به عبارت دیگر در ساخت فیتینگ‌ها، فلنچ‌ها، شیرها و دیگر ادوات ضامن فشار که در دمای بالایی کار می‌کنند از A216 استفاده می‌شود. این متریال دارای سه گرید WCA، WCB و WCC می‌باشد.

❖ کاربرد در پمپ

گرید WCB از متریال مذکور در ساخت قطعات ریخته گردی شده ای تحت فشار پمپ کاربرد دارد.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گرید WCB که پرکاربردترین گرید این متریال در صنعت پمپ است، در جدول ۷ نشان داده شده است.

جدول ۷

عنصر	ماکزیمم درصد
کربن	0.3
منگنز*	1
فسفر	0.04
گوگرد	0.045
سیلیکون	0.6
مس	0.3
نیکل	0.5
کروم	0.5
مولیبدن	0.2
ونادیوم	0.03

* به ازای کاهش هر ۱٪ درصد از کربن ماکزیمم، مقدار منگنز می تواند ۰.۴٪ تا ۱٪ درصد از ماکزیمم مقدار تعیین شده بیشتر باشد.

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گرید WCB در جدول ۸ آورده شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد اشاره ای به سختی قطعه نشده است.

جدول ۸

خصوصیت مکانیکی	WCB
استحکام کششی (ksi)	70-95
استحکام تسلیم (ksi)	36
ازدیاد طول (%)	22
کاهش سطح مقطع (%)	35

❖ تست نمونه

در متن استاندارد اشاره ای به الزامات تست نمونه نشده است.

❖ تعمیر و ترمیم

تعمیر و ترمیم این متریال طبق ASME Section IX انجام می‌شود. برای بازرسی جوش دو حالت در نظر گرفته می‌شود. حالت اول بازرسی مغناطیسی است که بازرسی معمول جوش هر فولاد ریختگی است. حالت دوم بازرسی با امواج رادیوگرافی است. از این حالت در مواقعی استفاده می‌شود که قطعه در تست هیدرواستاتیک نشستی داشته باشد یا حفره‌ای در سطح قطعه وجود داشته باشد که ضخامت آن بیشتر از ۲۰٪ ضخامت قطعه یا ۱ اینچ یا با مساحت بیشتر از ۱۰ اینچ مربع باشد. در حالت دوم بعد از بازرسی و ترمیم باید روی قطعه عملیات حرارتی مناسب با آن صورت گیرد یا تحت stress relieve قرار گیرد.

❖ برخی ملاحظات

برای این متریال کربن معادل طبق رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود:

$$CE = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr+Mo+V}{5} + \frac{Ni+Cu}{15}$$

ماکریم مقدار کربن معادل برای گرید WCB برابر است با ۰/۰۵.

ASTM A278

این استاندارد معرف آهن خاکستری ریخته گری شده برای ادوات ضامن فشاری است که در دمایی فراتر از ۳۵۰ درجه‌ی سانتیگراد کار می‌کنند. این متریال کلاس‌های متفاوتی است که بر اساس استحکام کششی طبقه‌بندی می‌شوند. مثلاً کلاس ۵۰ بیانگر متریالی از این استاندارد است که استحکام کششی آن ۵۰ ksi می‌باشد.

به منظور ریخته گری تا دمای ۲۳۰ درجه‌ی سانتیگراد می‌توان از تمام کلاس‌ها استفاده کرد. برای ریخته گری در دماهای بالای ۲۳۰ درجه باید از کلاس‌های ۴۰، ۴۵، ۵۰، ۵۵ و ۶۰ استفاده نمود.

❖ کاربرد در پمپ

از کلاس ۳۰ این متریال در صنعت پمپ سازی جهت ساخت اجزای آهنی ریخته گری شده که در فشار بالا کار می‌کنند، استفاده می‌شود.

❖ ترکیب شیمیایی

در رابطه با ترکیب شیمیایی کلاس‌های مختلف این متریال، در متن استاندارد مطلبی ذکر نشده است. تنها بحثی اجمالی پیرامون کربن معادل ارائه شده که در بخش «برخی ملاحظات» آورده شده است.

❖ خواص مکانیکی

در جدول ۹ استحکام کششی هر کلاس از این متریال به صورت متداول و در جدول ۱۰ استحکام کششی هر کلاس در SI آورده شده است. در متن استاندارد اشاره‌ای به استحکام تسلیم، ازدیاد طول و یا سختی نشده است.

جدول ۹

کلاس	استحکام تسلیم (ksi)
No. 20	20
No. 25	25
No. 30	30
No. 35	35
No. 40	40
No. 45	45
No. 50	50
No. 55	55
No. 60	60

جدول ۱۰

کلاس	استحکام تسلیم (MPa)
No. 150	150
No. 175	175
No. 200	200
No. 225	225
No. 250	250
No. 275	275
No. 300	300
No. 325	325
No. 350	350
No. 380	380
No. 415	415

❖ تست نمونه

برای سنجش خواص مکانیکی قطعه باید یک تست کشش روی آن انجام پذیرد. اگر نتایج به دست آمده از تست بنا به هر دلیلی غیرقابل قبول باشد، باید دو تست کششی دیگر روی قطعه انجام شود. در جدول ۱۱ و ۱۲ انواع نمونه ها و ابعاد آنها آورده شده است.

جدول ۱۱

قطر (اینچ)			طول (اینچ)		
شمش نمونه	نامی	مینیمم	ماکزیمم	مینیمم	ماکزیمم
A	0.88	0.85	0.96	5	6
B	1.2	1.14	1.32	6	9
C	2	1.9	2.1	7	10
S	*	*	*	*	*

* توافقی بین خریدار و فروشنده

جدول ۱۲

دیمانسیون (inch)	A	B	C
G (min)	0.5	0.75	1.25
D	0.5 ± 0.01	0.75 ± 0.015	1.25 ± 0.025
R (min)	1	1	2
A (min)	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{9}{4}$
L (min)	$\frac{15}{4}$	4	$\frac{51}{8}$
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{4}$	$\frac{15}{8}$
E (min)	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$
F	$\frac{5}{8} \pm \frac{1}{64}$	$\frac{15}{16} \pm \frac{1}{64}$	$\frac{23}{16} \pm \frac{1}{64}$
B	اختیاری	اختیاری	اختیاری

برای اینکه نوع نمونه را انتخاب کنیم از جدول ۱۳ استفاده می شود.

جدول ۱۳

ضخامت دیواره‌ی بخش کنترل شده‌ی ریخته‌گری (in)	نوع نمونه
$t \leq 25$	S
$0.25 < t \leq 0.5$	A
$0.5 < t \leq 1$	B
$1 < t \leq 2$	C
$t > 2$	S

❖ تعمیر و ترمیم

در متن استاندارد اشاره‌ای بر الزامات تعمیر و ترمیم نشده است.

❖ برخی ملاحظات

کربن معادل برای این متریال از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$CE = C + 0.3(SI + P)$$

برای کلاس‌های ۴۰، ۴۵، ۵۰، ۵۵ و ۶۰ حداکثر کربن معادل ۳/۸٪ است. همچنین میزان فسفر از ۰/۲۵٪ و میزان گوگرد از ۰/۱۲٪ باید تجاوز کند.

ASTM A351

این استاندارد معرف فولاد آستنیتی ریخته گری شده‌ای است که برای ساخت قطعات ضامن فشار مورد استفاده قرار می‌گیرد. مقصود از قطعات ضامن فشار، قطعاتی مانند شیر، فلنچ، فیتینگ و ... می‌باشد. این متریال در گرید‌های مختلفی موجود است.

❖ کاربرد در پمپ

از گریدهای CF3، CF3M، CF8 و CF8M این متریال در ساخت قطعات ریختگری شده‌ی آستنیتی ضدزنگ استفاده می‌شود.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گریدهای مذکور در جدول ۱۴ آورده شده است.

جدول ۱۴

گرید	کربن (%)	منگنز (%)	فسفر (%)	گوگرد (%)	سیلیکون (%)	کروم (%)	نیکل (%)	مولیبدن (%)
CF3	0.03 (max)	1.5 (max)	2 (max)	0.04 (max)	0.04 (max)	17-21	8-12	0.5 (max)
CF3M	0.03 (max)	1.5 (max)	1.5 (max)	0.04 (max)	0.04 (max)	17-21	9-13	2-3
CF8	0.08 (max)	1.5 (max)	2 (max)	0.04 (max)	0.04 (max)	18-21	8-11	0.5 (max)
CF8M	0.08 (max)	1.5 (max)	1.5 (max)	0.04 (max)	0.04 (max)	18-21	9-12	2-3

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گریدهای مورد نظر در جدول ۱۵ ارائه شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد اشاره ای به سختی متریال نشده است.

جدول ۱۵

	CF3	CF3M	CF8	CF8M
استحکام کششی (ksi)	۷۰	۷۰	۷۰	۷۰
استحکام تسلیم (ksi)	۳۰	۳۰	۳۰	۳۰
ازدیاد طول در ۲ اینج (%)	۳۰	۳۵	۳۰	۳۵

❖ تست نمونه

در متن استاندارد اشاره ای به نوع تست نمونه نشده است.

❖ تعمیر و ترمیم

تعمیر و ترمیم این متریال توسط جوشکاری طبق استاندارد A488 انجام می‌پذیرد. برای بازرسی جوش دو حالت در نظر گرفته می‌شود. حالت اول بازرسی با امواج رادیوگرافی است. از این حالت در موقعی استفاده می‌شود که قطعه در تست هیدرواستاتیک نشستی داشته باشد یا حفره‌ای در سطح قطعه وجود داشته باشد که ضخامت آن بیشتر از ۲۰٪ ضخامت قطعه یا ۱ اینچ یا با مساحت بیشتر از ۱۰ اینچ مربع باشد. حالت دوم بازرسی نفوذ مایع است که به صورت متداول آن انجام می‌پذیرد.

ASTM A487

این استاندارد معرف فولاد ریخته گری شده ای است که در ساخت ادوات کاربردی در فشار بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند. این متریال در گریدهایی مختلف و هر کدام در سه کلاس تعریف شده است. برخی گریدها تنها با یک عدد (مثلًا گرید ۴) و برخی با ترکیبی از حروف و عدد (مثلًا گرید CA15M) نشان داده می‌شوند. کلاس‌های این متریال نیز با سه حرف A، B و C و مشخص می‌شود. برای معرفی دقیق متریال A487 باید آن را با گرید و کلاس مورد نظر مشخص کرد. (مثلًا گرید ۶ کلاس B)

❖ کاربرد در پمپ

گرید CA6NM در دو کلاس A و B در ساخت قطعات تحت فشار ریخته گری شده از جنس فولاد کروم دار مورد استفاده قرار می‌گیرد.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گرید مذکور در دو کلاس موجود یکسان است. تنها تفاوت این دو در عملیات حرارتی صورت گرفته روی آنهاست. در جدول ۱۶ ترکیب شیمیایی این دو نشان داده شده است.

جدول ۱۶

عنصر	درصد
کربن	0.06 (max)
منگنز	1 (max)
فسفر	0.04 (max)
گوگرد	0.03 (max)
سیلیکون	1 (max)
نیکل	3.5 – 4.5
کروم	11.5 – 14
مولیبدن	0.4 – 1
مس	0.5 (max)
تنگستن	0.1 (max)
ونادیوم	0.05 (max)

❖ خواص مکانیکی

به دلیل متفاوت بودن عملیات حرارتی انجام شده روی دو کلاس، تفاوت هایی در خواص مکانیکی این دو مشاهده می شود که در جدول ۱۷ ارائه شده است.

جدول ۱۷

گرید	کلاس	استحکام کششی (ksi)	استحکام تسلیم (ksi)	ازدیاد طول (%)	کاهش سطح (%)	سختی (HRC)
CA6MM	A	110	80	15	35	اشاره نشده است
	B	100	75	17		23

❖ تست نمونه

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه ی تست نمونه نشده است.

❖ تعمیر و ترمیم ❖

تعمیر و ترمیم این متریال توسط جوشکاری و طبق استانداردهای ASME IX Boiler and Pressure Vessel A488 و صورت می‌گیرد. هر قطعه‌ای که توسط جوشکاری ترمیم می‌شود، باید بعد از آن تحت عملیات حرارتی قرار گیرد. الزامات این عملیات حرارتی در جدول ۱۸ نشان داده شده است. همچنین قطعاتی که حین تست هیدرواستاتیک دچار نشتی شوند باید توسط جوشکاری ترمیم شوند.

اگر حفره‌ای روی سطح قطعه وجود داشته باشد که عمق آن بیشتر از ۲۰٪ ضخامت قطعه و یا بیشتر از ۲۵ میلیمتر باشد و یا اگر مساحت آن بیشتر از ۶۵ سانتیمتر مربع باشد، باید به وسیله‌ی اصول بیان شده‌ی فوق ترمیم شود.

جدول ۱۸

گرید	کلاس	Austenitizing Temperature (°F)	Media	Quenching Cool Below (°F)	Tempering Temperature (°F)
CA6NM	A	1850	هوای مایع	200	1050 – 1150
	B				1225 – 1275 (میانی)
					1050 – 1150 (نهایی)

ASTM A890

این استاندارد معرف متریالی از جنس آهن- کروم- نیکل- مولیبدن است که استفاده از آن در کاربردهای عمومی معمول است و قابلیت ضد خوردگی بالایی دارد.

❖ کاربرد در پمپ ❖

از گرید 1B این متریال در ساخت قطعات ریخته گری شده‌ی فولادی ضد زنگ دوبلکس که در فشار بالا کار می‌کنند، استفاده می‌شود.

❖ ترکیب شیمیایی ❖

ترکیب شیمیایی گرید مذکور در جدول ۱۹ آورده شده است.

جدول ۱۹

عنصر	درصد
کربن	0.04 (max)
منگنز	1 (max)
سیلیکون	1 (max)
فسفر	0.04 (max)
گوگرد	0.04 (max)
کروم	24.5 – 26.5
نیکل	4.7-6
مولیبدن	1.7 – 2.3
مس	2.7 – 3.3
نیتروژن	0.1 – 0.25

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گرید مذکور در جدول ۲۰ آورده شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد اشاره ای به سختی قطعه نشده است.

جدول ۲۰

خاصیت مکانیکی	مقدار
استحکام کششی (ksi)	۱۰۰
استحکام تسلیم (ksi)	۷۰
ازدیاد طول (%)	۱۶

❖ تست نمونه

برای آنالیز خواص مکانیکی این متریال روی آن تست کشش انجام می شود. برای اطلاعات از نحوه نمونه برداری و ابعاد نمونه به استاندارد A781 مراجعه شود.

❖ تعمیر و ترمیم

تعمیر و ترمیم این متریال توسط جوشکاری صورت می گیرد. اگر سطح یا عمق جوشکاری زیاد باشد، باید پس از آن عملیات حرارتی روی آن صورت گیرد در غیر این صورت نیازی به عملیات حرارتی بعد از جوش نیست. منظور از مساحت یا عمق زیاد هنگامی است که قطعه در تست هیدرواستاتیک نشستی داشته باشد یا حفره ای در سطح قطعه وجود داشته باشد که ضخامت آن بیشتر از ۲۰٪ ضخامت قطعه یا ۱ اینچ یا با مساحت بیشتر از ۱۰ اینچ مربع باشد.

عملیات حرارتی مناسب برای گرید 1B، افزایش دمای قطعه تا ۱۹۰۰ درجه هی فارنهایت، حفظ قطعه در این دما تا زمان لازم و سپس خنک کردن (کوئنچ) آن به وسیله ای آب یا هر سیالی که آن را به سرعت خنک کند، است.

منابع و مراجع

ASTM Code	Grade	Description
A 48	Class 25/30/40	Standard Specification for Gray Cast Iron
A 216	Gr WCB	Standard Specification for Steel Castings, Carbon, Suitable for Fusion Welding, for High Temperature Service
A 276	Type 420 Gr 316 L S31803	Standard Specification for Stainless Steel Bars and Shapes
A 351	Gr CF3 M	Standard Specification for Castings, Austenitic, for Pressure Containing Parts
A 487	Gr CA6NM	Standard Specification for Steel Castings suitable for Pressure Services
A 743	Gr CA 15 Gr CF3 M	Standard Specification for Castings, Iron Chromium, Iron Chromium Nickel, Corrosion Resistant, for General Application
A 890	1B	Standard Specification for Castings, Iron-Chromium-Nickel-Molybdenum Corrosion Resistant, Duplex (Austenitic/Ferritic) for General Application

ضوابط تخصصی کیفیت^{۱۲} در پمپ های سانتریفیوژ

تعدادی از ضوابط تخصصی کیفیت برای انتخاب وجود دارد که با رعایت آنها می توان مصرف انرژی و هزینه‌ی نگهداری را کمینه و از ضررهای تولید ناشی از عیوب پمپ‌ها جلوگیری کرد. دستیابی به این ضوابط، به پیشرفت تعادل بوم شناختی نیز کمک می‌کند. در زیر تنها جنبه‌های هیدرولیکی این ضوابط مورد تحلیل قرار گرفته‌اند.

ضوابط هیدرولیکی

جهت انتخاب بهترین گزینه بین پمپ‌های موجود، ضوابط هیدرولیکی زیر لازم الاجراست:

۱- دبی حجمی نامی (Q_R):

دبی حجمی نامی در واقع مقدار دبی حجمی ای است که پمپ بیشتر اوقات با آن کار می‌کند. گاهی اوقات دبی حجمی نامی به دبی حجمی تضمینی (Q_g) نیز اطلاق می‌شود. برای انتخاب پمپ یکی از ضوابط هیدرولیکی رابطه‌ی زیر است:

$$0.8 < \frac{Q_R}{Q_{opt}} < 1.1$$

هرقدر میزان توان و دبی جریان پمپ بالاتر باشد، نزدیک تر بودن نقطه‌ی عملکرد پمپ به BEP اهمیت بالاتری پیدا می‌کند. این اهمیت به خاطر کاهش هزینه‌ی نگهداری و مصرف انرژی و همچنین عملکرد ملایم و جلوگیری از کاویتاسیون و پوسیدگی می‌باشد.

۲- دامنه‌ی پیوسته‌ی عملکرد:

برای پمپ‌هایی با سرعت مخصوص کمتر از ۵۰ دامنه‌ی عملکرد محدود به نامساوی زیر خواهد بود:

$$0.6 < \frac{Q}{Q_{opt}} < 1.2$$

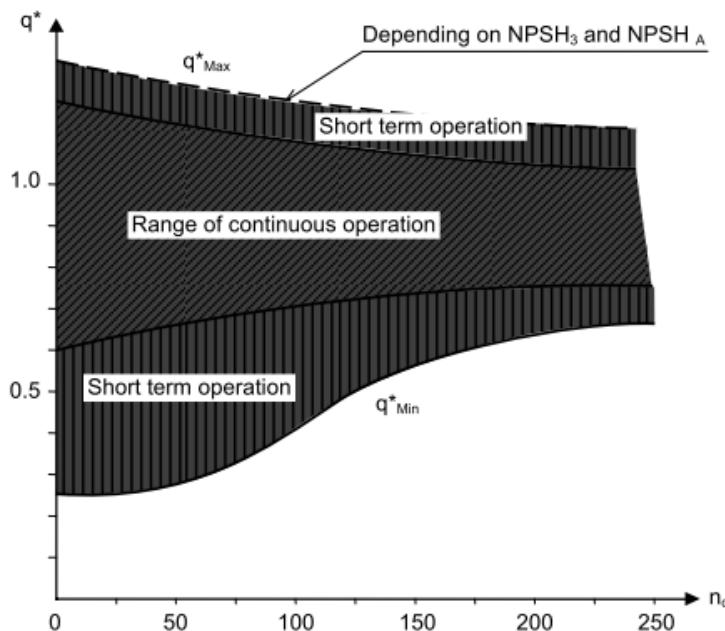
اگر پمپ بزرگ باشد یا در آن احتمال وقوع کاویتاسیون زیاد باشد، نامساوی زیر لحاظ خواهد شد:

$$0.6 < \frac{Q}{Q_{opt}} < 1.1$$

برای پمپ‌هایی با سرعت مخصوص بیش از ۵۰ دامنه‌ی عملکرد با توجه به شکل ۱ یا با استفاده از اسناد کارخانه‌ی سازنده‌ی

$$\cdot q^* = \frac{Q}{Q_{opt}}$$

^{۱۲} Technical Quality Criteria



شکل ۱

۳- پایداری منحنی های هد-دبی :

در طول نواحی مجاز عملکردی، با افزایش دبی میزان هد باید کاهش یابد. به همین دلیل پمپی که در منحنی هد-دبی خود ناحیه ای نسبتاً صافی دارد (یعنی با افزایش دبی هد تقریباً ثابت بماند) به دلیل افزایش نوسانات در پمپ یا لوله کشی ها مورد قبول نخواهد بود. اگرچه منحنی های ناپایدار هد-دبی در نقاطی با دبی کمتر از دبی مینیموم قابل قبول است. زیرا بنا بر قیدهای متعدد پمپ قادر نخواهد بود در چنین نقاطی کار کند. اما تنها دبی مینیموم حد ناحیه ای مورد استفاده نمی باشد. مثلاً در پمپ های مخزنی محدوده ای عملکرد به دبی های بالاتر از دبی ای که در آن هد ماقزیم اتفاق می افتد محدود می شود و اگر منحنی هد-دبی قبل از این نقطه صاف باشد اشکالی ندارد.

۴- دبی حجمی مینیموم :

رعایت مینیموم دبی حجمی از منظر حرارتی جهت جلوگیری از گرمایش بیش از حد ضروری است. ضابطه ای دیگر در این زمینه مینیموم دبی حجمی از منظر هیدرولیکی است که پیش تر در شکل ۱ نشان داده شده است.

۵- دبی حجمی ماقزیم :

تعیین دبی حجمی ماقزیم وابسته به نوع عملکرد و برنامه ریزی صورت گرفته برای استفاده از آن پمپ است. اگر پمپ به گونه ای استفاده می شود که دبی حجمی ماقزیم در مدت زمان طولانی به کار می رود، باید $NPSH_A$ کافی موجود باشد تا از کاویتاسیون

در سطح فشاری^{۱۳} جلوگیری شود. اگرچه با بالا بودن NPSH_A باز هم این خطر وجود دارد. اگر دبی حجمی ماکزیمم تنها در مقاطعی گذرا اتفاق می‌افتد (مثلاً در موقع سوئیچ در پمپ‌های موازی) عملکرد پمپ با کاویتاسیون در مدت زمان بسیار کوتاه بلامانع است.

۶- بازده :

بازده تاثیر قابل توجهی بر مصرف انرژی و مسائل بوم شناختی دارد. در عمل، ارزیابی آن به اندازه‌ای که در تئوری سر راست است، نمی‌باشد. بازده پیشنهادی باید با اطلاعات شکل‌های ۲ و ۳ و جدول ۱ مقایسه شود و باند پراکندگی با توجه به رابطه‌ی زیر محاسبه شود:

$$\Delta\eta_{Tol} = \pm 0.2 (1 - \eta_{opt})$$

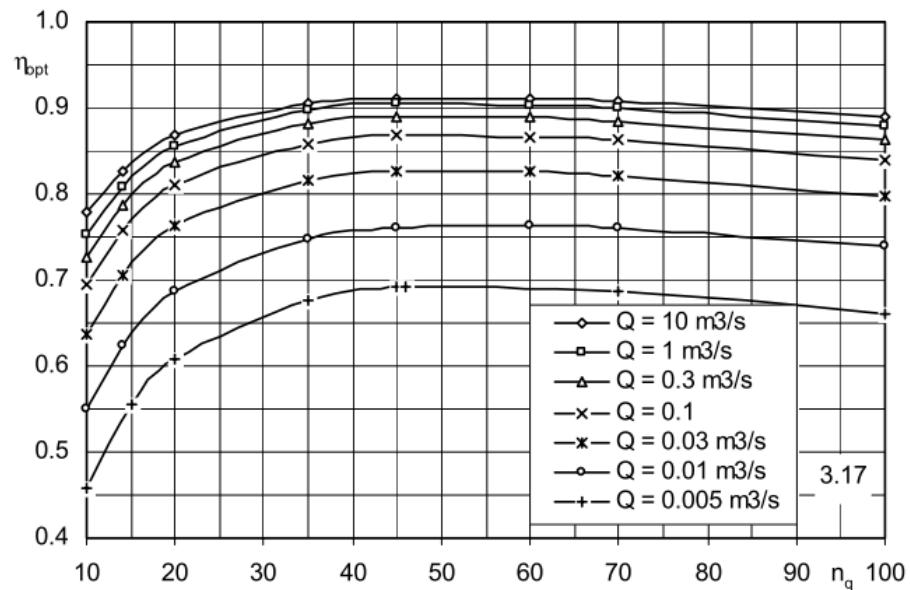
اگر بازده پیشنهادی به طرز قابل ملاحظه‌ای پایین تر از باند پراکندگی باشد، باید دلیل این تفاوت را بررسی کرد. بازده بسیار کم منجر به طراحی هیدرولیکی ضعیفی می‌شود که موارد زیر را در پی دارد:

۱. پره‌ای با طراحی ناکافی که پروفیل سرعت یکتاوی ندارد.
۲. کلکتوری غیر بهینه
۳. طراحی بیش از حد فشرده
۴. بازگردش جریان در نقاط بسیار نزدیک به نقطه‌ی BEP
۵. زاویه‌ی حمله‌ی بالا برای پره یا دیفیوزر
۶. چینش ضعیف دیفیوزر و نازل تخلیه در پایین دست گلوبی حلزونی
۷. کیفیت سطح نامناسب
۸. به دلیل عدم وجود سایز پمپ مناسب دچار تراش بیش از حد پره می‌شود.

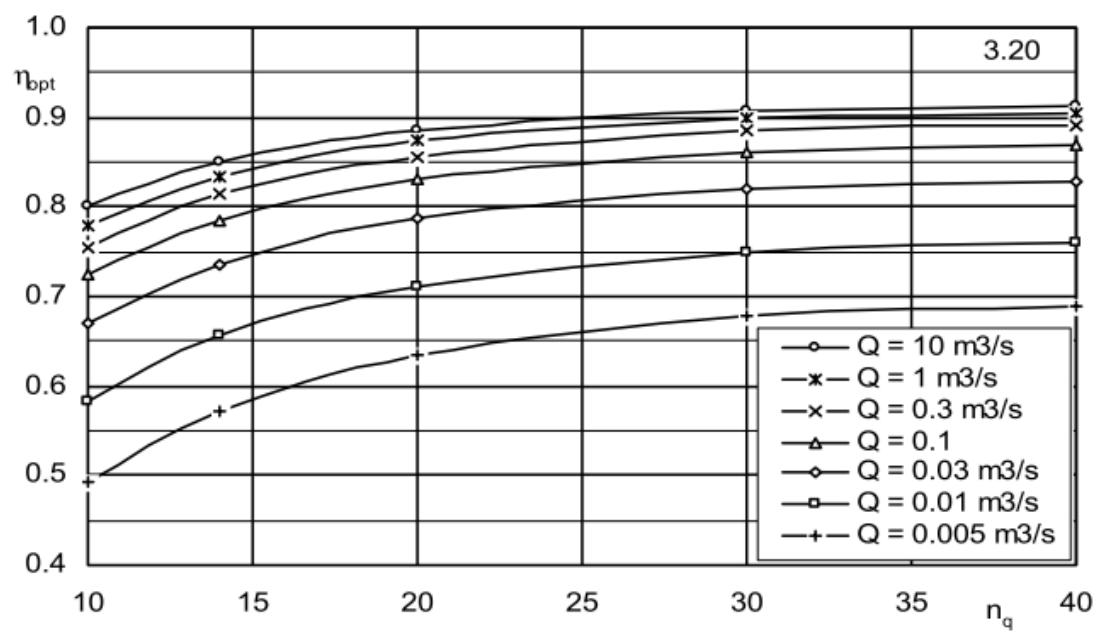
اگر بازده پیشنهادی به طرز قابل ملاحظه‌ای بالاتر از باند پراکندگی باشد، این تردید پیش می‌آید که «آیا مقادیر طراحی شده قابل اطمینان است؟» یا «آیا بازده تنها نتیجه‌ی لقی جزئی موجود در آب بندی است که در حین عملکرد قابل کنترل نیست؟»

برای پمپ‌هایی با توان کمتر از ۱۰ کیلووات و سرعت مخصوص پایین، بازده کل معمولاً چندان به ارزیابی طراحی هیدرولیکی مرتبط نمی‌باشد. مخصوصاً در مواردی که انلالات مکانیکی سهم قابل توجهی از توان در کوبلینگ را شامل می‌شود. البته در مواردی که تعداد قابل ملاحظه‌ای پمپ و هزینه‌ی انرژی کل تمامی پمپ‌ها تعیین شده‌اند، ارزیابی تفاوت دارد. در این حالت چه پمپ پیوسته کار کند و چه تنها چند ساعت در روز، بازده باید مورد ارزیابی قرار گیرد.

¹³ Pressure surface



شکل ۲- بازده پمپ شعاعی تک ورودی تک طبقه



شکل ۳- بازده پمپ دو ورودی تک طبقه

جدول ۱ - اطلاعات آماری بازده و مقیاس بازده

	نوع پمپ	n_q	$Q = 1 \frac{m^3}{s}$	$Q \geq 0.005 \frac{m^3}{s}$
بازده کلی	نما		$m = 0.1a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06}$	$Q \leq 1 \frac{m^3}{s}$ a=1 $Q > 1 \frac{m^3}{s}$ a=0.5
	پمپ های شعاعی یک طبقه	≤ 100	$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.3 \left\{ 0.35 - \log \frac{n_q}{23} \right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.05}$	
	پمپ های شعاعی جند طبقه	≤ 60	$\eta_{opt} = 1 - 0.116 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.4 \left\{ 0.26 - \log \frac{n_q}{25} \right\}^2$	
	پمپ های نیمه محوری و محوری	≥ 45	$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.09 \left\{ \log \frac{n_q}{45} \right\}^{2.5}$	
	پمپ هایی با پره های دو ورودی	≤ 50	$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.35 \left\{ 0.35 - \log \frac{n_q}{17.7} \right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.05}$	
بازده پیوندی هیدرولیک	بازده تنوری قابل دسترسی		$\eta_{ther} = \eta_{opt} + 0.35 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.08} (1 - \eta_{opt})$	
	نما		$m = 0.08a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06}$	$Q \leq 1 \frac{m^3}{s}$ a=1 $Q > 1 \frac{m^3}{s}$ a=0.5
	پمپ های شعاعی یک طبقه	≤ 100	$\eta_{opt} = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.2 \left\{ 0.26 - \log \frac{n_q}{25} \right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.1}$	
	پمپ های نیمه محوری و محوری	≥ 45	$\eta_{opt} = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.09 \left\{ \log \frac{n_q}{45} \right\}^{2.5}$	
	پمپ های شعاعی جند طبقه		$\eta_{opt} = 1 - 0.065 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.23 \left\{ 0.3 - \log \frac{n_q}{23} \right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.05}$	
اتلافات ناشی از حفره های بالا انس	اتلافات ناشی از حفره های بالا انس		$\Delta \eta_{EL} = 0.018 \left(\frac{25}{n_q} \right)^{1.6}$	$n_q < 40$ $n_q > 40$ $\Delta \eta_{EL} = 0.01$
	نامعینی بازده		$\Delta \eta_{Tol} = \pm 0.2 (1 - \eta_{opt})$	
نماینده از بازده	مقیاس گذاری بازده هیدرولیکی		$\frac{\eta_{h,a}}{\eta_{h,M}} = \left\{ 1 - \eta_{h,M} \frac{\xi_{R,M}}{\psi} \left(1 - \frac{c_{f,a}}{c_{f,M}} \right) \right\}^{-1}$	$\frac{\xi_{R,M}}{\psi} = b \left(\frac{12}{n_q} \right)^{0.83}$ $b = 0.06 \text{ to } 0.1$
	مقیاس گذاری بازده طبقه		$\frac{1 - \eta_{St,a}}{1 - \eta_{St,M}} = V + \frac{1-V}{2} \left(\frac{c_{f,a}}{c_{f,M}} + \frac{k_{RR,a}}{k_{RR,M}} \right)$	$V = 0.3 + 0.4 \frac{n_q}{200}$
	مقیاس گذاری بازده		$\eta_{hR} = \frac{\rho g H_{tot} (Q + Q_{sp} + Q_E)}{P - P_m} = \frac{\eta}{\eta_v \eta_m}$	$\eta_a = \eta_{hR,a} + \Delta \eta$ شامل اتلافات هیدرولیک و η_{hR} اصطکاک دیسک می شود.
			$\Delta \eta = (0.4 \text{ to } 0.6) \left(1 - \eta_{hR,M} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{Re_M}{Re_a} \right)^{0.2} \right\}$	

جدول ۲- راهنمای علائم و اختصارات به کار رفته در جدول ۱

ناماد	معنی	نوع
a	نمونه آزمایشی	زیروند
M	مدل	زیروند
ξ	ضریب اتلاف	علامت
Ψ	ضریب هد	علامت
b	پهنهای کانال در سطح مقطع مریدونالی	علامت
c_f	ضریب اصطکاک صفحه‌ی صاف	علامت
η_{St}	بازده طبقه	علامت
k_{RR}	ضریب اصطکاک دیسک	علامت
Q_{sp}	دی نشتی از آب بند در ورودی پره	علامت
Q_E	دی نشتی از قطعه‌ی بالانس محوری تراست	علامت
P_m	اتلاف توان مکانیکی	علامت

۷- مقیاس گذاری بازده

اجرای تست عملکرد در بیشترین سرعت و دمای بالا غیرعملی است. به همین دلیل میزانی غیرمعینی بازده در اثر تفاوت شرایط تست عملکرد و عملکرد واقعی پمپ به وجود می‌آید. تحلیل افت‌ها نیز فارغ از این نامعینی‌ها نیست. زیرا محاسبه‌ی دقیق هندسه زبری و تاثیر آن بر اتلافات پمپ غیرممکن است. بنابراین دلایل اپراتور دستگاه با گزینه‌های زیر روبرو است:

۱. به کار بردن یک گارانتی برای بازده با توجه به شرایط مورد قبول در تست عملکرد.
۲. اعمال تست عملکرد اضافی که نیازمند زمان و هزینه‌ی زیاد است.
۳. اعمال کنترل سختگیرانه بر کیفیت تولید و روش‌های اندازه‌گیری برای کنترل عوامل تاثیر گذار بر بازده.

۸- آب بند‌های حلقوی

بازده بالای اندازه گیری شده در حین تست، برای اپراتور دستگاه‌ی استفاده است. زیرا در حین عملکرد واقعی به دلیل سایش در لقی آب بند حلقوی و پره و در قطعه‌ی بالانس محوری نیروی تراست به سرعت کاهش می‌یابد. لقی آب بند حلقوی، طول آب بند حلقوی، ساختار سطح و جنس آن باید بر اساس عبارت فوق ارزیابی شوند. برای آب بند‌های حلقوی نازک، استفاده از متالیوالی non-seizing و non-galling از پر اهمیت‌ترین ضوابط است.

۹- بیش از حد بزرگ بودن پمپ

بیش از حد بزرگ بودن پمپ در عملکرد بار جزئی مضرات خود را نشان می‌دهد و منجر به سانیدگی زودرس، نویز، ارتعاشات و کاهش بازده خواهد شد. بسیار بزرگ فرض کردن حاشیه‌ی امنیت، خود عملکرد امن را به خطر می‌اندازد.

NPSH_A -۱۰

همواره باید حاشیه‌ی امنیتی برای NPSH_A در نظر گرفت تا از بروز ارتعاشات ناشی از کاویتاسیون جلوگیری شود. در جدول ۳ ضوابط حاشیه‌ی امنیتی NPSH_A نشان داده شده است. هر قدر که سرعت جانبی در ورودی پره بزرگتر باشد، فاصله‌ی بین NPSH₃ و NPSH_A باید بیشتر باشد. برای سرعت‌های جانبی بزرگتر از ۵۰ متر بر ثانیه تنها حجم حباب‌های بسیار کوچک برای عملکرد آب زیر ۲۰۰ درجه سانتیگراد مورد قبولند.

۱۱- جریان تقرب:

در ورودی پره باید توزیع سرعت یکنایی وجود داشته باشد تا از افت بازده، ارتعاشات، نویز و خسارات ناشی از کاویتاسیون احتمالی جلوگیری شود. چینش صحیح پایین‌گ سمت مکش و یا تشتک (کارتل) آن ضروری به نظر می‌رسد. علاوه بر این در پمپ‌های BB باید از مناسب بودن شرایط جریان تقرب در ورودی محفظه نیز اطمینان حاصل کرد. به همین دلیل، باید شتاب جریان از نازل ورودی تا چشمی پره به اندازه‌ی کافی بزرگ باشد. تولید کنندگان پمپ معمولاً جهت کاهش هزینه‌ها از طرح‌های استفاده می‌کنند که ریسک وجود مشکلات عملکردی (مانند نویز، ارتعاش، کاویتاسیون، جریان تقرب غیر یکتا و ...) در آنها وجود دارد. اگر مضرات موارد فوق در مرحله‌ی برنامه ریزی درک شود، می‌توان با ارائه‌ی طرحی مناسب، هزینه‌ها را کمی افزایش داد و در ازای آن از ساختار‌های مناسب (مانند هدایتگر جریان، دمپر نوسان در خمیدگی‌ها، اجزای گوشه‌ای و میله در طراحی wet pit) استفاده کرد.

۱۲- زاویه‌ی حمله

برای سرعت‌های جانبی در ورودی ۵۰ متر بر ثانیه یا کمتر از آن، زاویه‌ی حمله در ورودی پره یا دیفیوzer نباید از حد ۴ تا ۶ درجه تجاوز کند. هر قدر که سرعت جانبی بیشتر باشد اهمیت این زاویه بیشتر می‌شود.

۱۳- تراش قطر خارجی پره

در عمل معمولاً قطر خارجی پره را تراش می‌دهند تا پمپ استاندارد موجود محدوده‌ی عملکردی دلخواه را پوشش دهد. هر قدر سرعت مخصوص و توان پمپ کمتر باشد، استفاده از این شیوه محدوده‌ی استفاده‌ی بیشتری خواهد داشت. با افزایش سرعت مخصوص محدوده‌ی قطر پره تراشیده شده با توجه به رابطه‌ی زیر محدود می‌شود:

$$d'_2 = \begin{cases} (0.8 \text{ to } 0.85)d_2 & n_q < 40 \\ (0.8 \text{ to } 0.85)d_2 + 0.0025(n_q - 40)d_2 & 40 \leq n_q < 100 \end{cases}$$

جدول ۳- انتخاب $NPSH_A$ مطمئن

<p>تضمين می کند که پمپ در تمام دامنه‌ی عملکرد و بخصوص در ماکریم دبی به خوبی کار می کند: C1:</p> <p>C2 و ارتعاشات ناشی از کاویتاسیون را محدود می کند:</p> <p>از خوردگی ناشی از کاویتاسیون جلوگیری می کند: C3</p>					
$u_1(\frac{m}{s})$	سیال	ضابطه	تعیین $NPSH_A$ لازم		
< 10	همگی	C1 (C2)	$NPSH_A \geq 1.25 NPSH_3$ minimum : $NPSH_A = NPSH_3 + 0.6 m$		
< 20	هیدروکربن ها (به جز نفت سفید و مواد مشابه)		دامنه‌ی عملکرد را تضمین کند- تلورانس ها و نامعینی ها را پوشش دهد		
10-50	آب	C2 , C3	$\sigma_A \geq \sigma_3 + F_R F_F \{0.05 + 2 \left(\frac{u_1}{100} \right)^3\}$ ضریب سیال F_F $\alpha < 5 \text{ ppm}, T < 200^\circ\text{C}$ آب 1 آب دریا و سایر خورنده ها ≥ 1.15 $\Delta T_u > 5^\circ\text{C}$ هیدروکربن با 0.75 ضریب ریسک F_R $0.8 < \frac{Q}{Q_{opt}} < 1.1$ 1 عملکرد در بار جزئی یا کاویتاسیون $Q > Q_{SF}$ در سطح فشار در 1.2 جریان غیر یکتا ≥ 1.1		
20-60	هیدروکربن ها				
50-75	آب	C3	طول حفره، نویز ناشی از کاویتاسیون یا تجربه‌ی عملکرد در شرایط مشابه باید جهت بررسی عمر پره موجود باشد.		
	فولاد نیکل - کروم	C1			
>60	آب	C1	حجم حفره باید محدود شود تا از نویز، ارتعاشات و پالس های بیش از حد جلوگیری شود.		
	فولاد نیکل - کروم	C2			
>75	آب زیر 20° درجه سانتیگراد	C1	باشد و عملکرد بی حباب $NPSH_A \geq NPSH_i$ باید نیز ضروری است.		
	فولاد نیکل - کروم	C3			
10-25	آب هوایگری شده	C2	$\sigma_A \geq \sigma_3 + F_R F_F \{0.05 + 2 \left(\frac{u_1}{100} \right)^3\}$		
>25	$\alpha < 5 \text{ ppm}, T < 200^\circ\text{C}$	C3	حجم حفره یا نویزهای ناشی از کاویتاسیون محدود شود.		
minimum : $NPSH_A = NPSH_3 + 0.6 m$		$NPSH_A \geq 1.25 NPSH_3$			
$F_{NPSH} = \frac{NPSH_A}{NPSH_3} = \frac{\sigma_A}{\sigma_3} \cdot NPSH_3$		ضریب اطمینان برای			
$NPSH_A$ به دست آمده از جدول فوق تنها در صورتی معتبر است که:					
<ol style="list-style-type: none"> ۱. پره طوری طراحی شود که زاویه‌ی حمله : $i < 3^\circ$ (to 5°) و جریان یکتا باشد. ۲. تشکیل ورتسکس به صورت عمده وجود نداشته باشد. ۳. $NPSH_A$ به دست آمده برای ماکریم دبی پیوسته هم کافی باشد. 					

اگر پمپ مورد نظر پمپ بزرگی باشد، اتفاقات بازده و افزایش انرژی مورد نیاز باید با هزینه‌ی طراحی یک محفظه و شاید پره‌ی جدید، با استفاده از رابطه‌ی زیر، مورد مقایسه قرار گیرد:

$$\Delta K_E = z_{pp} k_{KW} \frac{P'}{\eta_0} \varepsilon \left(1 - \frac{d'_2}{d_2}\right)$$

که در آن :

جدول ۴

نماد	مفهوم
ΔK_E	افزایش انرژی
z_{pp}	تعداد پمپ‌های مواری فعال که پره‌ی آن قطع شده است.
k_{KW}	هزینه‌ی انرژی بر حسب مصرف هر کیلووات
P'	توان بعد از قطع پره
η_0	بازده پمپ قبل از قطع پره
ε	ضریبی با مقدار $0/4$ تا $0/5$ برای پمپ دیفیوزری و $0/15$ تا $0/25$ برای پمپ حلزونی

۱۴- ارتعاش و نویز

ملاحظات تنوری ارتعاشاتی فراوانی برای طراحی پمپ موجود است. ولی از این بین تنها موارد زیر از نظر عملی اهمیت دارند:

- فاصله‌ی بین پره و دیفیوز و یا *cutwater* حلزونی از قاعده‌ی زیر تبعیت کند:

برای دیفیوزر:

$$n_q < 40 \rightarrow \frac{d_3}{d_2} \geq 1.015 \text{ for } H_{stage} < 100m$$

$$\frac{d_3}{d_2} \geq 1.015 + 0.08 \left(\frac{\rho H_{stage}}{1000 \times 1000} - 0.1 \right)^{0.8}$$

$$n_1 > 40 \rightarrow \frac{d_3}{d_2} \geq 1.04 + 0.001(n_q - 40)$$

برای حلزونی:

$$\frac{d_z}{d_2} \geq 1.03 + 0.1 \frac{n_q}{40} + 0.07 \frac{\rho H_{stage}}{1000 \times 1000}$$

- پرهیز از انتخاب تعداد پره (Z_{Le}) و تیغه‌ی دیفیوزر (Z_{La}) به گونه‌ای که معادله‌ی زیر برقرار شود:

$$v_3 Z_{Le} = v_2 Z_{La}$$

۳. پرهیز از هرگونه شتاب منفی بیش از حد در ورودی پره در نقطه i BEP تا سرعت متوسط در گلوگاه (W_{1q}) به صورت

زیر شود:

$$\frac{w_{1q}}{w_1} > 0.75 \quad (\text{محوری ورودی})$$

$$\frac{w_{1q}}{w_1} > 0.65 \quad (\text{محوری شعاعی})$$

۴. پرهیز از شتاب منفی در دیفیوزر تا محدوده i زیر رعایت شود:

$$\frac{c_{1q}}{c_1} > 0.75$$

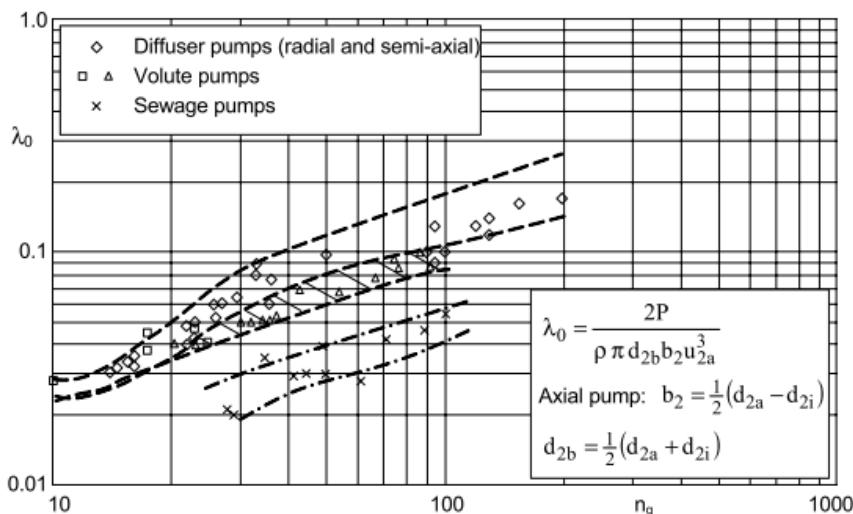
۱۵- بازگردش در بار جزئی

بازگردش در بار جزئی در همه پمپ‌ها وجود دارد و حد معینی از آن برای رسیدن به حالت عملکردی پایدار مناسب است. ولی انرژی بازگردش تحت آشفتگی‌هایی با مقیاس بزرگ تلف می‌شوند و باعث ایجاد نویز، ارتعاشات و سایش می‌شود. به همین دلیل باید از بازگردش اضافی غیرضروری جلوگیری شود. عالم غیرمستقیم بازگردش اضافی عبارتند از:

۱. مصرف توان بیش از حد هنگامی که دبی صفر است. در شکل ۴ مرجع مناسبی برای مصرف توان استاندارد است.

$$2. \frac{\varrho}{Q_{opt}} \text{ منحنی صاف } NPSH_3-Q \text{ برای } 1 >$$

۳. افزایش یا ماکریم منحنی $NPSH_3-Q$ در عملکرد بار جزئی نشان می‌دهد که قطر چشمی بیش از حد بزرگ طراحی شده است یا زوایای ورودی پره بزرگ است. پرهیز از این مسئله بدون اتلاف در ظرفیت مکش امکان پذیر است. این نکته حائز اهمیت است که سرعت مخصوص مکش که معمولاً معیاری جهت سنجش بازگردش اضافی است، ضابطه‌ی مناسبی جهت ارزیابی مسئله‌ی فوق نیست.



شکل ۴- مصرف انرژی هنگامی که شیر تخلیه بسته باشد

۱۶- موازنۀ تراست شعاعی:

استفاده یا عدم استفاده از حلزونی دوبل وابسته به نوع پمپ، هد و سرعت مخصوص است. تصمیم‌گیری در این باره وابسته به میزان بار روی بیرینگ‌ها و خمس شفت در نواحی آب بند حلقوی و آب بند شفت نیز هست. ذکر این نکته ضروری است که در حلزونی دوبل با زاویه ی پوشش کمتر از ۱۸۰ درجه نیروی تراست شعاعی به شدت افزایش می‌یابد و باید جوانب احتیاط را رعایت کرد.

۱۷- عملکرد پمپ در واحد صنعتی

تنها انتخاب خوب یک پمپ ضامن عملکرد مناسب آن نیست بلکه باید تمامی شرایط کارکردی پمپ در واحد صنعتی و چینش آن نیز لحاظ شود. موارد حائز اهمیت در این باره عبارتند از:

۱. جریان تقریب مناسب
۲. انتخاب درست شیرها و فیتینگ‌ها به گونه‌ای که منجر به نوسانات شدید فشاری نشوند.
۳. تجهیزات کافی
۴. کنترل و مونیتورینگ مناسب جهت کاهش لحظات گذار، لحظات آشفتگی و ضربه‌ی آب.

مراجع و منابع

Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.

﴿ فرهنگ لغات و اصطلاحات مربوط به کوپلینگ ﴾

انواع کوپلینگ ها

۱- کوپلینگ های تماس مکانیکی^{۱۴}:

کوپلینگ هایی هستند که جهت انتقال گشتاور به صورت تماس مستقیم بین دو قطعه‌ی مجاور، تصحیح نامحوری و اجتناب از حرکت نسبی محوری دو قطعه در اثر تکان یا لغزش، طراحی می‌شوند. قطعات مجاور از جنس فلزی یا از جنس غیرفلزی خود روغن کاری شونده ساخته می‌شوند.

۱-۱- کوپلینگ های دنده‌ای^{۱۵}:

نوعی از کوپلینگ های تماس مکانیکی هستند که جهت انتقال گشتاور، تصحیح نامحوری و اجتناب از حرکت نسبی محوری بخش‌های داخلی و خارجی پروفیل‌های دنده‌ای در اثر تکان یا لغزش، طراحی می‌شوند.

۲- کوپلینگ های انعطاف پذیر فلزی^{۱۶}:

کوپلینگ هایی هستند که دلیل انعطاف پذیری آنها، خم شدن دیسک‌ها، دیافراگم‌ها یا جفت‌های نازک فلزی آنهاست.

۲-۱- کوپلینگ دیافراگم فلزی^{۱۷}:

نوعی از کوپلینگ های انعطاف پذیر فلزی است که متشکل از یک یا چند قطعه‌ی انعطاف پذیر به شکل صفحات دایروی هستند. این صفحات در ناحیه‌ی قطر خارجی کوپلینگ به یک قطعه و در ناحیه‌ی قطر داخلی آن به قطعه‌ی دیگر متصل هستند.

۲-۲- کوپلینگ دیسک فلزی^{۱۸}:

نوعی از کوپلینگ های انعطاف پذیر فلزی است که متشکل از یک یا چند قطعه‌ی انعطاف پذیر می‌باشند. این قطعات انعطاف پذیر در دو ناحیه‌ی هم فاصله نسبت به محور کوپلینگ، به آن متصل می‌شوند.

۳- کوپلینگ های انعطاف پذیر الاستومری^{۱۹}:

کوپلینگ هایی هستند که در آنها گشتاور به وسیله‌ی یک یا چند قطعه‌ی الاستومری منتقل می‌شود.

^{۱۴} Mechanical contact coupling

^{۱۵} Gear coupling

^{۱۶} Metallic flexible-element coupling

^{۱۷} Metallic Diaphragm coupling

^{۱۸} Metallic Disc coupling

^{۱۹} Elastomeric flexible-element coupling

۱-۳- کوپلینگ های الاستومری برشی^{۲۰}:

نوعی از کوپلینگ های انعطاف پذیر الاستومری است که گشتاور را به وسیلهٔ یک قطعهٔ الاستومری که به صورت برشی بارگذاری شده است، منتقل می‌کند. این قطعهٔ الاستومری می‌تواند تایر، آکاردئونی (با بیش از یک خم) یا یک دیافراگم باشد. به وسیلهٔ چنین قطعات الاستومری ای می‌توان ناهم محوری را تصحیح کرد و از حرکت نسبی محوری و آفست اجتناب کرد.

۲- کوپلینگ های الاستومری تراکمی^{۲۱}:

نوعی از کوپلینگ های انعطاف پذیر الاستومری است که قطعهٔ الاستومری بین دو قسمت رانده و راندهٔ کوپلینگ جاسازی می‌شود. بارگذاری این قطعات معمولاً به صورت تراکمی است. این قطعات به صورت بوش یا گوه هستند و توانایی محدودی در تصحیح ناهم محوری و آفست و حرکت نسبی دارند.

۳- کوپلینگ های دو سر درگیر^{۲۲}:

کوپلینگ هایی با دو صفحهٔ خمش را کوپلینگ های دو سر درگیر می‌نامند. این آرایش در بعضی از انواع خاص کوپلینگ ها مانند کوپلینگ های انعطاف پذیر فلزی و کوپلینگ های دنده‌ای به کار می‌رود و باعث می‌شود که نقص عدم توانایی در تصحیح آفست جانبی بر طرف شود.

۴- کوپلینگ های شفت-قلمی^{۲۳}:

کوپلینگ هایی هستند که در شفت‌های باریک و بلند، جهت تصحیح ناهم محوری زاویه‌ای طراحی، آفست جانبی و ارتعاشات پیچشی ناشی از تغییر شکل الاستیک طراح می‌شوند. این نوع کوپلینگ‌ها توانایی کنترل جابجایی محوری نسبی دو قطعه را ندارند.

۵- کوپلینگ های یک سر درگیر^{۲۴}:

کوپلینگ هایی با یک صفحهٔ خمش را کوپلینگ های یک سر درگیر می‌نامند. این آرایش در بعضی از انواع خاص کوپلینگ ها مانند کوپلینگ های انعطاف پذیر فلزی و کوپلینگ های دنده‌ای باعث عدم توانایی در تصحیح آفست جانبی می‌شود.

۶- کوپلینگ های فنر پیچشی^{۲۵}:

کوپلینگ های انعطاف پذیری هستند که در آنها قابلیت میرایی پیچشی و در نتیجه انعطاف پذیری پیچشی افزایش یافته است. این نوع از کوپلینگ‌ها در دو نوع موجود می‌باشد که در یکی از آنها توانایی تصحیح ناهم محوری و یا جابجایی محوری وجود دارد و در دیگری وجود ندارد.

²⁰ Elastomeric shear coupling

²¹ Elastomeric compression coupling

²² Double-engagement coupling

²³ Quill-shaft coupling

²⁴ Single-engagement coupling

²⁵ Torsionally resilient coupling

تعاریف مربوط به پارامترهای کوپلینگ

۱- گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ^{۲۶} (T_c):

تولید کننده‌ی کوپلینگ مقداری را با عنوان گشتاور پیوسته‌ی مجاز آن معرفی می‌کند که بیانگر مقدار گشتاور قبل انتقال به صورت پیوسته و در زمان نامحدود است. برای برخی انواع مشخص کوپلینگ‌ها، مخصوصاً آنهایی که شامل قطعات الاستومریک هستند، گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ وابسته به دمای کارکرد آن نیز دارد.

۲- ماکزیمم ناهم محوری زاویه‌ای پیوسته‌ی نامی کوپلینگ^{۲۷}:

ماکزیمم ناهم محوری زاویه‌ای در هر صفحه‌ی خمش کوپلینگ است که برای زمان نامحدود می‌تواند آن را تحمل کند.

۳- ماکزیمم جابجایی محوری پیوسته‌ی نامی کوپلینگ^{۲۸}:

ماکزیمم جابجایی محوری کوپلینگ است که برای زمان نامحدود می‌تواند آن را تحمل کند.

۴- سرعت نامی کوپلینگ^{۲۹}:

ماکزیمم سرعت دورانی در شرایطی که کوپلینگ قادر باشد، گشتاور پیوسته‌ی نامی را انتقال دهد و همزمان در معرض ماکزیمم جابجایی محوری پیوسته‌ی نامی و ماکزیمم ناهم محوری زاویه‌ای پیوسته‌ی نامی خود باشد.

۵- ماکزیمم سرعت مجاز^{۳۰}:

ماکزیمم سرعت دورانی عملکرد لحظه‌ای کوپلینگ را ماکزیمم سرعت مجاز گویند.

۶- ماکزیمم دمای مجاز^{۳۱}:

ماکزیمم دمای محیط مجاور کوپلینگ که توسط تولید کننده‌ی آن معرفی می‌شود ماکزیمم دمای مجاز نام دارد.

²⁶ Coupling continuous rated torque

²⁷ Coupling rated maximum continuous angular misalignment

²⁸ Coupling rated maximum continuous axial displacement

²⁹ Coupling rated speed

³⁰ Maximum allowable speed

³¹ Maximum allowable temperature

ترم‌های مربوط به عملکرد کوپلینگ

۱- فاکتور عملکرد $(K_a)^{32}$:

فاکتوری است که ضرب در گشتاور نامی ماشین می‌شود تا تاثیر این واقعیت که گشتاور انتقالی قابل انتقال با ماشین مورد نظر همواره ثابت نبوده و به صورت سیکلی تغییر می‌کند. نمونه‌ای از این نوع ماشین‌ها، موتورهای پیستونی یا کمپرسورها هستند.

۲- فاکتور تجربه $(K_e)^{33}$:

با توجه به دو نکته‌ی وجود نامعینی‌ها در محاسبه‌ی گشتاور نامی ماشین و امکان تغییر کاربرد در آینده، فاکتور تجربه تعریف شده است که به وسیله‌ی آن گشتاور نامی ماشین کاهش می‌پابد.

۳- سرعت نامی ماشین 34 :

ماکزیمم سرعت دورانی که در آن گشتاور نامی ماشین توسط کوپلینگ به صورت پیوسته منتقل می‌شود.

۴- گشتاور نامی ماشین $(T_m)^{35}$:

بیشترین گشتاور متوسط مورد نیاز جهت انتقال به صورت پیوسته توسط کوپلینگ.

شایان ذکر است که گشتاور متوسط میانگین گشتاور بعد از چند دور است و شامل نوسانات سیکلی مانند آنچه در ماشین‌ها رفت و برگشتی وجود دارد، نمی‌شود.

۵- ماکزیمم سرعت پیوسته 36 :

ماکزیمم سرعت دورانی ای که کوپلینگ به صورت پیوسته کار می‌کند (در تعریف هیچ الزامی به کارکرد در گشتاور نامی ماشین نمی‌باشد). در بیشتر مواقع ماکزیمم سرعت پیوسته و سرعت مجاز ماشین یکسان می‌باشند.

۶- ماکزیمم دمای پیوسته 37 :

ماکزیمم دمای محیط در مجاورت که کوپلینگ قادر به انتقال گشتاور پیوسته‌ی نامی تحت ناهم محوری و سرعت معین می‌باشد.

۷- مینیموم سرعت پیوسته 38 :

کمترین سرعتی که کوپلینگ طی آن می‌تواند به صورت پیوسته کار کند.

³² Application factor

³³ Experience factor

³⁴ Machine rated speed

³⁵ Machine rated torque

³⁶ Maximum continuous speed

³⁷ Maximum continuous temperature

³⁸ Minimum continuous speed

۸- مینیموم دمای کارکرد^{۳۹}:

کمترین دمای محیط در مجاورت که کوپلینگ قادر به انتقال گشتاور پیوسته‌ی نامی تحت نا هم محوری و سرعت معین می‌باشد.

۹- سرعت تریپ^{۴۰}:

سرعت دورانی کوپلینگ که طی آن دستگاه مستقل سرعت بالای اضطراری، یدک کش سرعت متغیر را خاموش می‌کند. هنگامی که این اصطلاح برای ماشین‌های تحریک شده توسط یک موتور الکتریکی سرعت ثابت جریان متناوب به کار می‌رود منظور سرعت کوپلینگ در لحظه‌ای است که موتور سرعت همزمان با بیشترین فرکانس را دارد.

اصطلاحات کلی

۱- ناهم محوری زاویه‌ای^{۴۱}:

زاویه‌ی کوچکی بین خط محور دو شفتی که توسط کوپلینگ به هم متصل شده‌اند. در کوپلینگ‌های دو سر درگیر ناهم محوری زاویه‌ای به زاویه‌ی کوچک بین محور شفت و محور موثر شفت شناور اطلاق می‌شود.

۲- جابجایی محوری^{۴۲}:

به تغییر موقعیت محوری نسبی دو سر شفت‌های متصل توسط کوپلینگ گفته می‌شود.

۳- نقطه‌ی مرتع محوری^{۴۳}:

نقطه‌ای روی محور شفت‌های محرك و متحرک که تغییر فاصله‌های محوری نسبت به آن سنجیده می‌شود. این نقطه معمولاً انتهای شفت انتخاب می‌شود.

۴- نیروی محوری عکس العمل کوپلینگ^{۴۴}:

نیرویی محوری که در اثر شرایط کارکرد توسط کوپلینگ اعمال می‌شود. نوسانات محوری، نا هم محوری، سرعت، دما و ... نمونه‌هایی از شرایط کارکرد هستند. این نیروی تابعی از شکل و سختی ادوات انعطاف پذیر و یا اصطکاک لغزشی بین قسمت‌های کوپلینگ تماس مکانیکی است.

³⁹ Minimum operating temperture

⁴⁰ Trip speed

⁴¹ Angular misalignment

⁴² Axial displacement

⁴³ Axial reference point

⁴⁴ Coupling axial reaction force

۵- شبیه ساز جرم کوپلینگ^{۴۵}:

دستگاهی جانبی است که جرم موثر نیمه کوپلینگ و موقعیت دقیق مرکز جرم را نسبت به شفتی که روی آن نصب شده است مشخص می کند.

۶- کوپلینگ عایق الکتریسیته^{۴۶}:

کوپلینگی است که طوری طراحی می شود که جریان الکتریسیته از یک شفت به شفت دیگر متصل شده توسط آن منتقل نشود.

۷- فاصله ی پیچش^{۴۷}:

فاصله ی محوری بین صفحات پیچش در کوپلینگ های دو سر درگیر.

۸- شفت شناور^{۴۸}:

قسمت شناور کوپلینگ دو سر درگیر که قسمت های متصل به شفت ناقل گشتاور را به هم وصل می کند و از طرف آنها نیروی تکیه گاهی دریافت می کند. بخشی از شفت شناور جداکننده (spacer) نام دارد.

۹- نیمه کوپلینگ^{۴۹}:

ترکیبی از تمامی اجزای یک کوپلینگ که روی یک شفت نصب شده و توسط آن حمایت می شوند. نیمه کوپلینگ شامل جدا کننده در حالت استفاده از کوپلینگ دو سر درگیر) و یا ادوات انعطاف پذیر (در حالت استفاده از کوپلینگ یک سر درگیر) می باشد.

۱۰- آداپتور بی باری تک پلیت^{۵۰}:

قطعه ای است که جهت نگه داری صلب گونه ی اجزای شناور انتهای یک کوپلینگ طراحی می شود تا عملکرد جداگانه ی ماشین محرک بدون نیاز به پیاده کردن هاب از سیستم را مقدور سازد.

۱۱- آفست جانبی^{۵۱}:

فاصله ی جانبی محور های دو شفت کوپل شده ی غیر موازی، که در نقطه ی مرجع محوری شفت ماشین محرک اندازه گیری می شود.

⁴⁵ Coupling mass simulator

⁴⁶ Electrically insulated coupling

⁴⁷ Flexing length

⁴⁸ Floating shaft

⁴⁹ Half-coupling

⁵⁰ Solo plate idling adapter

⁵¹ Lateral offset

۱۲- کوپلینگ شناور انتهای محدود^{۵۲}:

کوپلینگ هایی هستند که جهت جلوگیری از حرکت محوری نسبی دو انتهای شفت متصل و همچنین اعمال نیرویی محوری با اندازه ای معین طراحی می شوند.

۱۳- شبیه ساز ممنتوم^{۵۳}:

دستگاهی جانبی است که ممنتوم جرم مؤثر نیمه کوپلینگ را نسبت به محور بیرونیگ مجاور خود مشخص می کند.

۱۴- آفست موازی^{۵۴}:

فاصله ای جانبی دو شفت کوپل شده ای موازی که خط محورهایشان بر هم منطبق نیست.

۱۵- نابالانسی بالقوه^{۵۵}:

بیشترین نابالانسی خالص ممکن یک سیستم کوپلینگ بعد از نصب آن.

۱۶- نابالانسی باقیمانده^{۵۶}:

میزان نابالانسی موجود در یک قطعه یا اسsemblی بعد از بالانس کردن آن.

۱۷- اسambilی نصب شده روی شفت^{۵۷}:

تمامی قطعات نصب شده روی شفت مانند هاب، اجزای انعطاف پذیر متالیک یا الاستومری، جفت های تماسی در کوپلینگ های تماس مکانیکی و

۱۸- جداکننده^{۵۸}:

قطعه ای جدا شدنی از کوپلینگ جهت ایجاد فاصله و امکان دسترسی ابزار نصب و برداشتن هاب.

۱۹- طول گپ جداکننده^{۵۹}:

فاصله ای محوری که بعد از برداشتن جداکننده جهت دسترسی ابزار نصب ایجاد می شود. این فاصله می تواند کوچکتر از فاصله ای بین دو انتهای شفت ها باشد.

⁵² Limited-end-floating coupling

⁵³ Moment simulator

⁵⁴ Parallel offset

⁵⁵ Potential unbalance

⁵⁶ Residual unbalance

⁵⁷ Shaft-mounted assembly

⁵⁸ Spacer

⁵⁹ Spacer gap length

۲۰- میرایی پیچشی^{۶۰}:

جذب یا اتلاف انرژی پیچشی نوسانی.

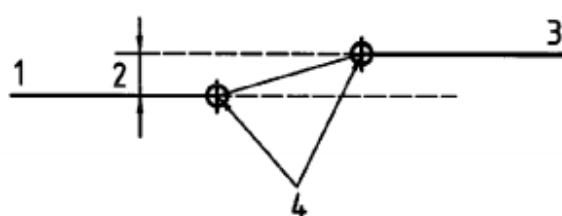
۲۱- فرکانس پیچشی طبیعی^{۶۱}:

فرکانس پیچشی طبیعی یک سیستم تشکیل شده است از اینرسی اجرام دوار و مقاومت صلب پیچشی شفت ها و کوپلینگ متصل.

۲۲- میزان سازی پیچشی^{۶۲}:

تغییر یک یا چند فرکانس طبیعی یک سیستم کوپله جهت جلوگیری از رزونانس.

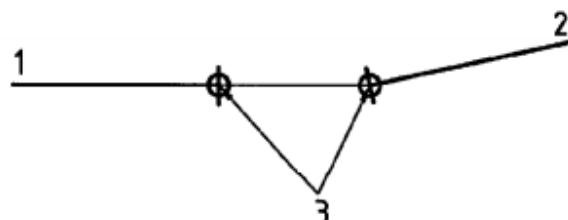
برای درک بهتر مفاهیم هندسی ارائه شده شکل های ۱ تا ۴ ارائه شده است.



شکل ۱

در شکل ۱ آفست موازی نشان داده شده است. نماد های به کار رفته در شکل فوق عبارتند از:

۱	ماشین محرک
۲	آفست موازی
۳	ماشین متحرک
۴	صفحات خمس



شکل ۲

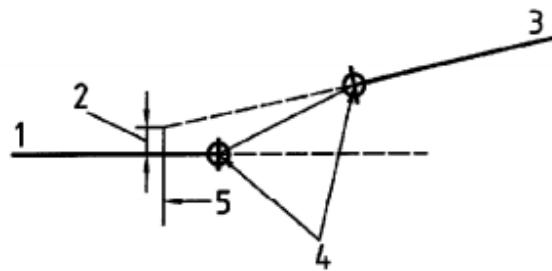
^{۶۰}Torsional damping

^{۶۱}Torsional natural frequency

^{۶۲}Torsional tuning

در شکل ۲ ناهم محوری زاویه ای نشان داده شده است. نماد های به کار رفته در شکل فوق عبارتند از:

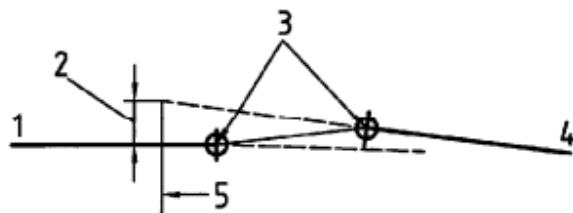
۱	ماشین محرک
۲	ماشین متحرک
۳	صفحات خمش



شکل ۳

در شکل ۳ آفست جانبی همراه با ناهم محوری زاویه ای در یک صفحه و در یک جهت نشان داده شده است. نماد های به کار رفته در شکل فوق عبارتند از:

۱	ماشین محرک
۲	آفست جانبی
۳	ماشین متحرک
۴	صفحات خمش
۵	نقطه ای مرجع محوری ماشین محرک



شکل ۴

در شکل ۴ آفست جانبی همراه با ناهم محوری زاویه ای در یک صفحه ولی در جهت مخالف نشان داده شده است. نماد های به کار رفته در شکل فوق عبارتند از:

۱	ماشین محرک
۲	آفست جانبی
۳	صفحات خمش
۴	ماشین متحرک
۵	نقطه ای مرجع محوری ماشین محرک

منابع و مراجع

استاندارد ایزو ۱۰۴۴۱

ISO 10441- Petroleum and natural gas industries- Flexible couplings for mechanical power transmission- Special purpose applications

شماره مرجع:

Bs EN ISO 10441:1999

﴿الگوریتم های طراحی پره﴾

مقدمه

هدف از این مقاله ارائه‌ی الگوریتمی است که به وسیله‌ی آن پره‌ی یک پمپ با عملکرد مشخص در نقطه‌ی بهینه، طراحی شود. به منظور درک بهتر مراحل طراحی پره، روند آن با حل یک مثال شرح داده شده است. مثال حل شده طراحی پره‌ای است که در نقطه‌ی بهترین عملکرد، نفت خام سبک را با دبی $\frac{m^3}{hr} = 100$ و هد $H = 30m$ در دور موتور $n = 1450 rpm$ پمپاژ $n = 1450 rpm$ کند. شایان ذکر است که چگالی نفت خام سبک $\frac{kg}{m^3} = 840$ است.

روش طراحی مبتنی بر متن کتاب لازارکویچ

کتاب پمپ‌های پروانه‌ای در سال ۱۹۶۵ توسط لازارکویچ نوشته شده است. این کتاب یکی از کتب مرجع در طراحی اجزای هیدرولیکی پمپ‌های پروانه‌ای می‌باشد و سالیان متعددی است که به عنوان مرجع طراحان و مهندسین پمپ به کار می‌رود. مبنای طراحی کتاب بر اساس کتاب استپانوف می‌باشد. شیوه‌ی مبتنی بر این کتاب، تاکید بر معرفی هندسه‌ی مناسب برای پره دارد و به همین دلیل از فرض‌های ساده ساز بسیاری استفاده کرده است.^[1] الگوریتم مطرح شده در زیر برگرفته از پایان نامه‌ی کارشناسی جناب آقای مهندس رسول پایدار نوبخت با عنوان «برنامه‌ی کامپیوتوری برای طراحی پروانه‌ی پمپ‌های سانتریفیوژ با خروجی قابل استفاده در CNC»^[2] می‌باشد.

گام اول) محاسبه‌ی سرعت مخصوص:

رابطه‌ی سرعت مخصوص به صورت زیر است:

$$n_{SQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

برای پره مذکور :

$$n_{SQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{1450\sqrt{100 \times \frac{1}{3600}}}{30^{\frac{3}{4}}} = 18.85$$

گام دوم) تعیین بازده هیدرولیکی:

رابطه‌ی تقریبی بازده هیدرولیکی به صورت زیر است:

$$\eta_h = 1 - \frac{0.8}{Q^{0.25}}$$

که در رابطه‌ی فوق دبی بر حسب گالن در دقیقه است.

برای پره مذکور:

$$\eta_h = 1 - \frac{0.8}{Q^{0.25}} = 1 - \frac{0.8}{440.3^{0.25}} = 0.825$$

گام سوم) تعیین بازده کل:

با تقریب خوبی می‌توان بازده کل را مربع بازده هیدرولیکی دانست. یعنی:

$$\eta = \eta_h^2$$

برای پره مذکور:

$$\eta = \eta_h^2 = 0.825^2 = 0.68$$

گام چهارم) تعیین بازده حجمی:

برای محاسبه‌ی بازده حجمی نیاز به مقدار بازده مکانیکی است. می‌توان فرض کرد که بازده مکانیکی ثابت و مستقل از شرایط کارکرد پمپ است. $\eta_m = 0.98$ مقدار ثابت مناسبی است. رابطه‌ی بازده حجمی برابر است با:

$$\eta_v = \frac{\eta_h}{\eta_m}$$

برای پره مذکور:

$$\eta_v = \frac{\eta_h}{\eta_m} = \frac{0.825}{0.98} = 0.842$$

گام پنجم) محاسبه‌ی قدرت موتور:

برای محاسبه‌ی قدرت موتور ابتدا باید قدرت شفت تعیین شود. قدرت شفت بر حسب اسپ بخار متريک از رابطه‌ی زير محاسبه می‌شود:

$$P_{sh} = \frac{\gamma Q H}{750 \eta}$$

برای پره مذکور:

$$P_{sh} = \frac{\gamma Q H}{750 \eta} = \frac{8240.4 \times \frac{1}{36} \times 30}{750 \times 0.68} = 13.46 \text{ (hp - metric)}$$

حال با استفاده از رابطه‌ی زير و توان شفت می‌توان توان موتور را تعیین کرد:

$$P_{motor} = 1.25 P_{sh}$$

برای پره مذکور:

$$P_{motor} = 1.25 P_{sh} = 1.25 \times 13.46 = 16.83 \text{ (hp - metric)}$$

گام ششم) تعیین کمترین قطر شفت مجاز:

در سیستم $S1$ قطر شفت بر اساس تئوری بیشترین تنش برشی در حالتی که محور تنها تحت پیچش ثابت باشد به طریق زیر محاسبه می شود:

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi S_y} (3T^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\text{از طرفی } T = \frac{P}{\omega} \text{ و ضریب اطمینان } 2/5 \text{ مناسب است. با توجه به جنس خار (ASTM A-276)}$$

پس از ساده سازی های مختلف و اعمال پارامترهای مربوط به جنس شفت حداقل قطر شفت از رابطه زیر به دست می آید:

$$(d_{sh})_{min} = 0.01 \sqrt[3]{\frac{P_{motor}}{n}}$$

که در رابطه فوق توان بر حسب وات است. لذا برای پره مذکور:

$$(d_{sh})_{min} = 0.01 \sqrt[3]{\frac{P_{motor}}{n}} = 0.01 \sqrt[3]{\frac{12378.4}{1450}} = 20.4 \text{ mm} \approx 21 \text{ mm}$$

گام هفتم) تعیین قطر هاب متناظر با کمترین قطر شفت مجاز:

قطر هاب ضریبی از قطر شفت است که با رابطه زیر به دست می آید:

$$d_{hub} = 1.35 d_{sh}$$

که برای پره مذکور:

$$d_{hub} = 1.35 d_{sh} = 1.35 \times 21 = 28.35 \text{ mm} \approx 29 \text{ mm}$$

گام هشتم) تعیین نرخ جريان پروانه:

جريان پروانه تابعی از دبی جريان و بازده حجمی است:

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

برای پره مذکور:

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{100}{0.842} = 118.7 \frac{m^3}{hr}$$

گام نهم) تعیین ضرایب سرعت شعاعی:

نمودار هایی برای به دست آوردن مقدار ضرایب بر حسب سرعت مخصوص ارائه شده است. در مرجع [2] جهت سهولت کار این نمودارها به صورت روابطی ارائه شده است:

$$10 < n_{SQ} < 70 \rightarrow K_{cm1} = e^{(0.4765 \ln n_{SQ} - 3.41)}, K_{cm2} = e^{(0.52 \ln n_{SQ} - 3.8121)}$$

$$70 < n_{SQ} < 290 \rightarrow K_{cm1} = e^{(0.511 \ln n_{SQ} - 3.557)}, K_{cm2} = e^{(0.752 \ln n_{SQ} - 3.8)}$$

با توجه مقدار سرعت مخصوص در پره مذکور، برای محاسبهٔ ضرایب سرعت شعاعی از روابط دسته‌ی اول استفاده می‌شود:

$$n_{SQ} = 18.85 \rightarrow K_{cm1} = e^{(0.4765 \ln n_{SQ} - 3.41)} = 0.1339$$

$$n_{SQ} = 18.85 \rightarrow K_{cm2} = e^{(0.52 \ln n_{SQ} - 3.8121)} = 0.1018$$

گام دهم) تعیین سرعت‌های شعاعی:

سرعت‌های شعاعی در ورودی پره و خروجی آن با استفاده از ضرایب به دست آمده از گام قبلی قابل محاسبه است:

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH}$$

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH}$$

برای پره مذکور :

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} = 0.1339 \sqrt{2 \times 9.81 \times 30} = 3.25 \frac{m}{s}$$

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH} = 0.1018 \sqrt{2 \times 9.81 \times 30} = 2.47 \frac{m}{s}$$

گام یازدهم) تعیین سرعت در چشمی:

سرعت در چشمی و یا به عبارت دیگر سرعت در هنگام ورودی به پروانه متناسب است با سرعت شعاعی ورودی پره:

$$C_0 = 0.9 C_{m1}$$

برای پره مذکور :

$$C_0 = 0.9 C_{m1} = 0.9 \times 3.25 = 2.925 \frac{m}{s}$$

گام دوازدهم) تعیین سطح آزاد چشمی:

سطح آزاد چشمی از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$A_0 = \frac{Q'}{C_0}$$

برای پره مذکور:

$$A_0 = \frac{Q'}{C_0} = \frac{\frac{118.7}{3600}}{2.925} = 0.0113 \text{ m}^2$$

گام سیزدهم) تعیین سطح هاب:

با در دست داشتن قطر هاب که در گام هفتم به دست آمد، تعیین سطح هاب با رابطه‌ی زیر صورت می‌پذیرد:

$$A_h = \frac{\pi d_h^2}{4}$$

برای پره مذکور:

$$A_h = \frac{\pi d_h^2}{4} = \frac{\pi (29 \times 10^{-3})^2}{4} = 6.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

گام چهاردهم) تعیین سطح کل مقطع عرضی:

سطح کل مقطع عرضی مجموع سطح هاب و سطح چشمی می‌باشد:

$$A'_0 = A_0 + A_h$$

برای پره مذکور:

$$A'_0 = A_0 + A_h = 0.0113 + 0.00066 = 0.01196 \text{ m}^2$$

گام پانزدهم) تعیین قطر چشمی:

در گام پیش سطح کل مقطع عرضی به دست آمد که با استفاده از آن قطر چشمی به دست می‌آید:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A'_0}{\pi}}$$

برای پره مذکور:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_0'}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.01196}{\pi}} = 0.1234 \text{ m}$$

گام شانزدهم) تعیین قطر ورودی روتور:

اگر فرض شود که پره کمی به جلو کشیده شده باشد (یعنی *extended forward* باشد)، قطر ورودی روتور با قطر ورودی چشمی متناسب است:

$$d_1 = 0.9d_0$$

برای پره مذکور:

$$d_1 = 0.9d_0 = 0.9 \times 0.1234 = 111 \text{ mm}$$

گام هفدهم) تعیین سرعت محیطی ورودی:

سرعت محیطی ورودی، سرعتی خطی است که از دوران پره حاصل می‌شود و مقدار آن از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60}$$

برای پره مذکور:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \times 0.111 \times 1450}{60} = 8.43 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

گام هجدهم) تعیین زاویه ورودی پره‌ی اولیه:

با فرض اینکه جریان ورودی به صورت محوری می‌باشد ($\alpha = 90^\circ$)، مقدار زاویه‌ی ورودی پره به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{C_{m1}}{u_1}$$

برای پره‌ی مذکور:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{C_{m1}}{u_1} = \tan^{-1} \frac{3.25}{8.43} = 21.08^\circ \approx 21^\circ$$

گام نوزدهم) تعیین زاویه ورودی پره ثانویه (تصحیح شده):

برای به دست آوردن دبی خروجی مورد نیاز باید زاویه پره β_1 را افزایش داد. این افزایش با تنظیم زاویه حمله (δ_1) امکان پذیر است. هر قدر پره کوتاه تر باشد، زاویه حمله بزرگتری انتخاب می شود. همچنین با افزایش زاویه β_1 دبی مکش پمپ و بازده افزایش می یابد. بنابر این زاویه ورودی ثانویه (تصحیح شده) از مجموع زاویه ورودی اولیه و زاویه حمله به دست می آید:

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1$$

زاویه حمله معمولاً در بازه ۲ تا ۶ درجه انتخاب می شود. برای پره مذکور زاویه حمله را ۳ درجه انتخاب می کنیم. پس زاویه ورودی پره تصحیح شده برابر خواهد بود با:

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1 = 21 + 3 = 24^\circ$$

گام بیستم) تعیین زاویه خروجی پره:

برای پمپ های سانتریفیوژ با سرعت مخصوص نه چندان زیاد، زاویه خروجی پره مقداری ثابت بین ۱۵ تا ۳۵ درجه انتخاب می شود. برای پره مذکور مقدار ثابت ۲۵ درجه انتخاب می شود.

گام بیست و یکم) تعیین زاویه ورودی پره نهایی

زاویه ورودی پره نهایی از رابطه زیر به دست می آید:

$$\tan \beta'' = \tan(\beta_1 + \delta_1) \times \cos \varepsilon_1$$

که در آن ε_1 زاویه بین سرعت شعاعی و مولفه شعاعی سرعت نسبی است و معمولاً برابر با زاویه خروجی پره در نظر گرفته می شود. با توجه به این نکته که همواره کسینوس کوچکتر از ۱ است، زاویه ورودی پره نهایی همواره کوچکتر از زاویه ورودی پره اصلاح شده به دست می آید برای پره مذکور:

$$\tan \beta'' = \tan(24) \times \cos 25 = 21.97^\circ \approx 22^\circ$$

گام بیست و دوم) تعیین تعداد پره، اندازه قطر خروجی روتور و سرعت محیطی خروجی

با توجه به وابستگی مقدار سه پارامتر معرفی شده، برای به دست آوردن مقدار آنها باید سه معادله زیر را به صورت همزمان حل کرد:

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_h} \left(1 + 1.2 \frac{(1+\frac{\beta_2}{60})}{z} \times \frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2}\right)}$$

$$z = 6.5 \left(\frac{d_1 + d_2}{d_2 - d_1} \right) \sin\left(\frac{\beta_2 + \beta'_1}{2}\right)$$

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

با توجه به غیر خطی بودن یکی از معادلات، حل دستی این دستگاه دشوار است و توصیه می شود با استفاده از روش آزمون و خطا یا با استفاده از کدهای کامپیوتری این دستگاه حل شود. همچنین باید توجه داشت که تعداد پره ها عدد صحیحی می باشد. پس تعداد پره به دست آمده از حل این دستگاه باید به نزدیک ترین عدد صحیح مجاور تبدیل شده و مقادیر ، اندازه ای قطر خروجی روتور و سرعت محیطی خروجی متناظر آن دوباره به دست آید. لازم به ذکر است تعداد پره های مناسب معمولاً بین ۵ تا ۷ عدد است.

برای پره ی مذکور بعد از حل معادلات فوق تعداد پره ها $5/45$ دست می آید که با تغییر آن به ۶ پاسخ های زیر حاصل می شود:

$$z = 6, u_2 = 22 \frac{m}{s}, d_2 = 291.3 \text{ mm} \approx 292 \text{ mm}$$

گام بیست و سوم) تعیین گام ورودی پره ها

گام پره ها فاصله ای محیطی آنها از یکدیگر است. لذا با تقسیم محیط ورودی بر تعداد پره ها گام به دست می آید:

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{z}$$

برای پره مذکور:

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{z} = \frac{\pi \times 111}{6} = 58.12 \text{ mm}$$

گام بیست و چهارم) تعیین ضخامت تصویر شده ی پره ها در ورودی:

برای به دست آوردن ضخامت تصویر شده ی پره ها باید ابتدا ضخامت پره ها را مشخص کرد و سپس با استفاده از رابطه ای زیر مقدار تصویر شده ی آن را به دست آورد:

$$s_{u1} = \frac{s_1}{\sin \beta_1}$$

برای پره ی مذکور با انتخاب ضخامت ۵ میلیمتر داریم:

$$s_{u1} = \frac{s_1}{\sin \beta_1} = \frac{5}{\sin 21} = 13.8 \text{ mm}$$

گام بیست و پنجم) تعیین ضریب فشردگی در ورودی

به نسبت گام پره ها به اختلاف گام و تصویر ضخامت پره ضریب فشردگی می گویند. یعنی :

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}}$$

برای پره ی مذکور:

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}} = \frac{58.12}{58.12 - 13.8} = 1.3$$

گام بیست و ششم) محاسبه ی مساحت ورودی

از قانون پیوستگی مساحت ورودی استخراج می شود:

$$A_1 = \varphi_1 \frac{Q'}{c_{m1}}$$

برای پره ی مذکور:

$$A_1 = \varphi_1 \frac{Q'}{c_{m1}} = 1.3 \times \frac{\frac{118.7}{3600}}{3.25} = 0.0133 \text{ m}^2$$

گام بیست و هفتم) محاسبه ی پهنه ای روتور در ورودی

با استفاده از مساحت ورودی به دست آمده و با دانستن قطر ورودی روتور، رابطه ی محاسبه ی پهنه ای روتور به شرح زیر است:

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1}$$

برای پره ی مذکور:

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1} = \frac{0.0133}{0.111\pi} = 38.1 \text{ mm} \approx 38 \text{ mm}$$

گام بیست و هشتم) محاسبه ی ضخامت تصویر شده ی پره ها، ضریب فشردگی و ضخامت در خروجی:

با استفاده از روابط بیان شده در گام های گذشته و تغییر اندايس نها می توان به روابطی برای محاسبه ی مقادیر مذکور دست یافت.
این روابط به شرح زیر است:

$$s_{u2} = \frac{s_2}{\sin \beta_2}$$

$$\Phi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}}$$

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{z}$$

برای پره مذکور:

$$s_{u2} = \frac{s_2}{\sin \beta_2} = \frac{5}{\sin 25} = 11.83 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{z} = \frac{292\pi}{6} = 152.9 \text{ mm}$$

$$\Phi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}} = \frac{152.9}{152.9 - 11.83} = 1.08$$

گام بیست و نهم) محاسبه‌ی مساحت خروجی

مساحت خروجی نیز مانند مساحت ورودی محاسبه می‌شود:

$$A_2 = \varphi_2 \frac{Q'}{c_{m2}}$$

برای پره مذکور:

$$A_2 = \varphi_2 \frac{Q'}{c_{m2}} = 1.08 \times \frac{\frac{118.7}{3600}}{2.47} = 0.0145 \text{ m}^2$$

گام سی ام) محاسبه‌ی پهنانی خروجی

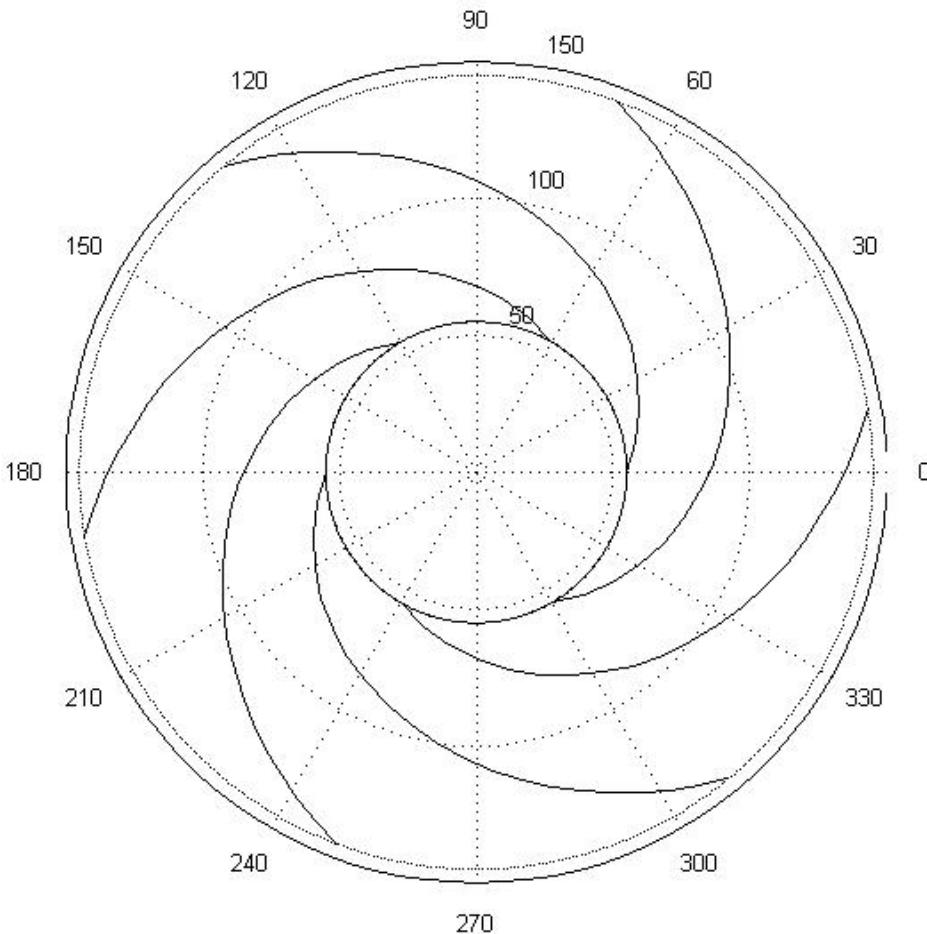
پهنانی خروجی نیز مانند پهنانی ورودی محاسبه می‌شود:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2}$$

برای پره مذکور:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2} = \frac{0.0145}{0.2913\pi} = 15.8 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$$

اکنون پره‌ی مورد نظر طراحی شده است. در شکل ۱ تصویر پره‌ی طراحی شده مشاهده می‌شود.



شکل ۱

روش طراحی مبتنی بر متن کتاب گولیج

کتاب پمپ های سانتریفیوژ نوشته‌ی یوهان فردریش گولیج در سال ۲۰۰۷ توسط انتشارات اشپرینگر چاپ شد. همانطور که انتظار می‌رود با توجه به سال انتشار این کتاب، به جزئیات هیدرولیکی بیشتری نسبت به کتب پیشین توجه شده است و طراحی بر اساس آن بار علمی بیشتری دارد. بر اساس روش توصیه شده‌ی این کتاب نرم افزار طراحی CFTurbo برنامه نویسی شده است که نقش مهمی در طراحی پره در دنیای پمپ ایفا می‌کند.

شایان ذکر است که این روش، روشی مبتنی بر آزمون و خطا می‌باشد. به همین دلیل در گام‌های مختلف طراحی مقادیر پارامترهای متعددی حدس زده می‌شود و در پایان پروسه‌ی طراحی پمپ صحت آن ارزیابی می‌شود.^[۳]

گام اول) محاسبه‌ی سرعت مخصوص

رابطه‌ی سرعت مخصوص به صورت زیر است:

$$n_{SQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

برای پره مذکور :

$$n_{SQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{1450 \sqrt{100 \times \frac{1}{3600}}}{30^{\frac{3}{4}}} = 18.85$$

گام دوم) محاسبه‌ی بازده‌ها

برای محاسبه‌ی بازده‌ها ابتدا باید مقدار m که عاملی توانی در محاسبات بازده است را مشخص کرد. رابطه‌ی m برای بازده کل و بازده تئوری قابل دستیابی برابر است با:

$$m = 0.1a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06}$$

که در آن a ثابتی است که به مقدار دبی حجمی وابسته است. همچنین در عبارت فوق Q_{ref} دبی حجمی مرجع است و برابر است با ۱ متر مکعب بر ثانیه.

برای پره مذکور با توجه مقدار دبی ($Q=0.028 \frac{m^3}{s}$) ثابت a برابر با ۱ است. پس:

$$m = 0.1a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} = 0.1 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{18.85} \right)^{0.06} = 0.18$$

حال با معلوم بودن مقدار m و با توجه به مقدار سرعت مخصوص می‌توان بازده کل و بازده تئوری قابل را از روابط زیر محاسبه کرد:

$$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.3 \left[0.35 - \log \frac{n_q}{23} \right]^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.05}$$

$$\eta_{th_{er}} = \eta_{opt} + 0.35 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.08} (1 - \eta_{opt})$$

برای پره مذکور:

$$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.3 \left[0.35 - \log \frac{n_q}{23} \right]^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.05} = 1 - 0.095 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.18} - \\ 0.3 \left[0.35 - \log \left(\frac{18.85}{23} \right) \right]^2 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.05} = 0.75$$

$$\eta_{th_{er}} = \eta_{opt} + 0.35 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.08} (1 - \eta_{opt}) = 0.75 + 0.35 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.08} (1 - 0.75) = 0.866$$

برای محاسبه‌ی بازده هیدرولیکی باید m را از رابطه‌ی زیر محاسبه کرد:

$$m = 0.08a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06}$$

برای پره‌ی مذکور:

$$m = 0.08a \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} = 0.08 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{18.85} \right)^{0.06} = 0.144$$

با در دست داشتن m مناسب توان هیدرولیکی از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_h = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.2 \left[0.26 - \log \frac{n_q}{25} \right]^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.1}$$

برای پره‌ی مذکور:

$$\eta_h = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^m - 0.2 \left[0.26 - \log \frac{n_q}{25} \right]^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0.1} = 1 - 0.055 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.144} - \\ 0.2 \left[0.26 - \log \frac{18.85}{25} \right]^2 \left(\frac{1}{0.028} \right)^{0.1} = 0.866$$

بازده حجمی از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_h + Q_{sp} + Q_E}$$

که در آن Q_h نشتی از ادوات جانبی، Q_{sp} نشتی از آب بند در ورودی پره و Q_E نشتی از قطعه‌ی بالانس کننده‌ی نیروی تراست است.

نشتی ادوات جانبی به دلیل ناچیز بودن قابل صرف نظر است. نشتی از آبند در ورودی پره از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{sp} = Q_{opt} \left(\frac{aZ_H}{n_q^m} \right)$$

که در آن a و m دو ثابت هستند که با توجه به سرعت مخصوص محاسبه می‌شوند. برای پره‌ی مذکور با توجه به سرعت مخصوص آن:

$$a = 4.1, m = 1.6$$

Z_H ضریبی است که بسته به نوع بالانس پره (با استفاده از حفره یا غیر آن) تعریف می‌شود. پره‌ی مذکور در حالت بالانس با وجود حفره فرض می‌شود. لذا $Z_H=2$. پس برای پره‌ی مذکور:

$$Q_{sp} = Q_{opt} \left(\frac{aZ_H}{n_q^m} \right) = 100 \left(\frac{\frac{4.1 \times 2}{18.85^{1.6}}}{100} \right) = 7.47 \approx 7.5 \frac{m^3}{hr}$$

نشتی از قطعه‌ی بالانس کننده‌ی نیروی تراست مقداری نامعلوم دارد. به همین دلیل معمولاً مقدار آن را تقریباً برابر نشتی از آب بند در ورودی پره تخمین می‌زنند. لذا برای پره‌ی مذکور:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q+Q_h+Q_{sp}+Q_E} = \frac{100}{100+0+7.5+7.5} = 0.87$$

گام سوم) تعیین حداقل قطر شفت

برای تعیین قطر شفت نیاز به محاسبه‌ی توان و انتخاب تنش تسلیم برشی آن می‌باشد. توان از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$P_{sh} = \frac{\gamma Q H}{750 \eta_{opt}} (\text{hp} - \text{metric})$$

که برای پره مذکور:

$$P_{sh} = \frac{\gamma Q H}{750 \eta} = \frac{8142.3 \times \frac{1}{36} \times 30}{750 \times 0.75} = 12.06 (\text{hp} - \text{metric}) = 8870 W$$

حداقل قطر شفت از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$d_{sh\min} = 3.65 \sqrt[3]{\frac{P}{n \tau_{all}}}$$

با انتخاب $\tau_{all} = 45 MPa$, $ASTM A-276$ به دست می‌آید. برای پره مذکور:

$$d_{sh\min} = 3.65 \sqrt[3]{\frac{P}{n \tau_{all}}} = 3.65 \sqrt[3]{\frac{8870}{1450 \times 45 \times 10^6}} = 18.7 mm \approx 19 mm$$

گام چهارم) تعیین قطر خروجی روتور

برای تعیین قطر خروجی روتور ابتدا باید ضریب هد را از رابطه‌ی زیر به دست آورد:

$$\Psi_{opt} = 1.21 e^{-\frac{0.77 n_q}{n_{q_{ref}}}}$$

که در آن $n_{q_{ref}}$ سرعت مخصوص مرجع بوده و برابر است با ۱۰۰. برای پره‌ی مذکور:

$$\Psi_{opt} = 1.21 e^{-\frac{0.77 n_q}{n_{q_{ref}}}} = 1.21 e^{-\frac{0.77 \times 18.85}{100}} = 1.046$$

اکنون می توان با رابطه‌ی زیر قطر خروجی روتور را محاسبه کرد:

$$d_2 = \frac{8.46}{n} \sqrt{\frac{H_{opt}}{\Psi_{opt}}}$$

برای پره مذکور:

$$d_2 = \frac{84.6}{n} \sqrt{\frac{H_{opt}}{\Psi_{opt}}} = \frac{8.46}{1450} \sqrt{\frac{30}{1.046}} = 312.5 \text{ mm} \approx 313 \text{ mm}$$

گام پنجم) انتخاب تعداد پره

به دلایل زیادی که بیان آن خارج از حوصله‌ی این متن است، برای پره‌هایی با سرعت مخصوص $120 < n_q < 10$ تعداد پره‌های مناسب بین ۵ تا ۷ عدد است. تعداد ۶ پره برای این مسئله انتخاب می‌شود.

گام ششم) محاسبه‌ی قطر ورودی روتور

قطر ورودی روتور با توجه به معیارهای مختلفی قابل طراحی است. مهمترین این معیارها مقدار $NPSH_a$ ، کمینه کردن سرعت نسبی در ورودی و طراحی براساس سرعت مخصوص مکش مورد نظر است. در این طراحی معیار کمینه کردن سرعت در ورودی که متنضم‌ن کاهش اصطکاک و در نتیجه افزایش بازده است، مورد استفاده قرار گرفته است. بعد از طی عملیات بهینه سازی از روش پایه گرادیانی، عبارت زیر برای محاسبه‌ی قطر ورودی روتور به دست می‌آید:

$$d_1 = d_2 \times f_{d1} \times \sqrt{\left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 + 1.5 \times 10^{-3} \times \Psi_{opt} \times \frac{n_q^{1.33}}{\delta_r^{0.67}}}$$

که در آن d_n قطر هاب، f_{d1} ضریب قطر ورودی و δ_r عدد چرخش است. قطر هاب مناسب با قطر شفت است:

$$d_n = 1.35d_{sh}$$

ضریب f_{d1} با توجه به نوع پره و δ_r با استفاده از رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود:

$$\delta_r = 1 - \frac{c_{1m}}{u_{1m} \tan \alpha_1}$$

برای پره‌ی مورد نظر با انتخاب قطر کمینه‌ی شفت قطر هاب به دست می‌آید:

$$d_n = 1.35d_{sh} = 1.35 \times 19 = 25.65 \text{ mm} \approx 26 \text{ mm}$$

ضریب f_{d1} با توجه به پره‌ی نرمال و سرعت مخصوص ۱/۱۳ انتخاب می‌شود. همچنین با فرض کردن محوری بودن جریان ورودی عدد چرخش برابر واحد می‌شود. پس:

$$d_1 = d_2 \times f_{d1} \times \sqrt{\left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 + 1.5 \times 10^{-3} \times \Psi_{opt} \times \frac{n_q^{1.33}}{\delta_r^{0.67}}} = \\ 313 \times 1.13 \times \sqrt{\left(\frac{26}{313}\right)^2 + 1.5 \times 10^{-3} \times 1.046 \times 18.85^{1.33}} = 103 \text{ mm}$$

گام هفتم) محاسبه‌ی قطر ورودی روتور در خط جریان داخلی

با توجه به سرعت مخصوص کم پره‌ی مذکور قطر ورودی روتور در خط جریان داخلی تقریباً برابر با قطر ورودی روتور در نظر گرفته می‌شود.

گام هشتم) تعیین زوایای وروردی پره

برای به دست آوردن زوایای وروردی پره، ابتدا باید سرعت‌های وروردی را تعیین کرد. روابط سرعت ورودی برآورده با:

سرعت جانبی:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60}$$

مولفه‌ی مریدیونالی سرعت مطلق:

$$c_{1m} = \frac{Q_{La}}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2)}$$

مولفه‌ی جانبی سرعت مطلق:

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1}$$

سرعت نسبی:

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2}$$

برای پره مذکور:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \times 103 \times 10^{-3} \times 1450}{60} = 7.82 \frac{m}{s}$$

$$c_{1m} = \frac{Q_{La}}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2)} = \frac{\frac{115}{3600}}{\frac{\pi}{4}(103^2 - 26^2) \times 10^{-6}} = 4.09 \frac{m}{s}$$

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} = 0$$

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2} = \sqrt{4.09^2 + 7.82^2} = 8.82 \frac{m}{s}$$

حال با مقادیر سرعت به دست آمده به محاسبه‌ی مقادیر زاویه‌ای می‌پردازیم. روابط زیر به همین منظور معرفی می‌شوند:

ضریب جریان:

$$\varphi_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}$$

زاویه جریان ورودی بی انسداد:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}}$$

انسداد پروانه:

$$\tau_1 = \left(1 - \frac{z_{la} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{La}} \right)^{-1}$$

زاویه‌ی جریان ورودی با انسداد:

$$\beta'_1 = \tan^{-1} \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}}$$

زاویه‌ی ورودی پره با زاویه‌ی حمله i' :

$$\beta_{1B} = \beta'_1 + i'$$

همانطور که از روابط فوق مشخص است برای محاسبه‌ی انسداد پروانه نیاز به مقدار زاویه‌ی ورودی پره و در نتیجه زاویه‌ی جریان ورودی با انسداد است و بالعکس. لذا تنها راه محاسبه‌ی مقادیر فوق روش آزمون و خطای می‌باشد. پیش از هر چیز دو مقدار اول که بی نیاز به آزمون و خطای محاسبه می‌شود:

$$\varphi_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} = \frac{4.09}{7.82} = 0.52$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} = \tan^{-1} \frac{4.09}{7.82} = 27.55^\circ$$

که مقداری نسبتاً زیاد است. برای کاهش این زاویه باید قطر ورودی پره را کمی زیاد کنیم مقدار قطر داخلی را 110 میلیمتر انتخاب می‌کنیم:

$$d_1 = 110 \text{ mm} \rightarrow u_1 = 8.35 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow c_{1m} = 3.55 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow \varphi_1 = 0.42 \rightarrow \beta_1 = 23^\circ$$

حال مقدار به دست آمده مناسب می‌باشد. باید سه رابطه‌ی زیر را به صورت همزمان حل نمود:

$$\tau_1 = \left(1 - \frac{z_{la} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{La}} \right)^{-1}$$

$$\beta'_1 = \tan^{-1} \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}}$$

$$\beta_{1B} = \beta'_1 + i'$$

در روابط فوق e_1 ضخامت پره در ورودی است و مقداری آن باید از رابطه‌ی زیر پیروی کند:

$$0.016 < \frac{e_1}{d_2} < 0.22 \quad \& \quad \min(e) = 5 \text{ mm}$$

برای پره‌ی مذکور:

$$5 < e_1 < 68.75 \text{ mm}$$

با توجه به عبارت فوق ضخامت پره در ورودی را ۵ میلیمتر انتخاب می‌کنیم.

λ_{La} زاویه‌ی پره با شروع است و مقدار آن 90° درجه انتخاب می‌شود. i' زاویه‌ی حمله است و در بازه‌ی 0° تا 4° درجه باید انتخاب شود. با این توضیحات فرآیند آزمون و خطرا آغاز می‌کنیم:

(حدس اول)

$$\beta_{1B} = 32^\circ \rightarrow \tau_1 = \left(1 - \frac{6 \times 0.005}{\pi \times 0.11 \times \sin 32 \times \sin 90}\right)^{-1} = 1.19 \rightarrow \beta'_1 = \tan^{-1} \frac{3.55 \times 1.19}{8.35} = 26.8^\circ$$

$$\rightarrow i' = \beta_{1B} - \beta'_1 = 5.2^\circ \quad \text{غیرقابل قبول}$$

(حدس دوم)

$$\beta_{1B} = 30^\circ \rightarrow \tau_1 = \left(1 - \frac{6 \times 0.005}{\pi \times 0.11 \times \sin 30 \times \sin 90}\right)^{-1} = 1.21 \rightarrow \beta'_1 = \tan^{-1} \frac{3.55 \times 1.25}{8.35} = 27.2^\circ$$

$$\rightarrow i' = \beta_{1B} - \beta'_1 = 2.8^\circ \quad \checkmark$$

گام نهم) تعیین پهنهای خروجی

تعداد پره‌ها، قطر خروجی روتور و پهنهای خروجی پارامترهایی هستند که نمی‌توان آنها را جداگانه محاسبه کرد. وابستگی‌های بسیاری بین این سه پارامتر وجود دارد که از حوصله‌ی این مقاله خارج است. در عمل نمی‌توان تمامی این وابستگی‌ها را لحظه کرد و به همین دلیل پهنهای خروجی از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$b_2 = d_2 \left(0.017 + 0.262 \frac{n_q}{n_{q_{ref}}} - 0.08 \left(\frac{n_q}{n_{q_{ref}}} \right)^2 + 0.0093 \left(\frac{n_q}{n_{q_{ref}}} \right)^3 \right)$$

که در این رابطه سرعت مخصوص مرجع 100 m/s باشد. برای پره‌ی مذکور:

$$b_2 = d_2 \left(0.017 + 0.262 \frac{n_q}{n_{q_{ref}}} - 0.08 \left(\frac{n_q}{n_{q_{ref}}} \right)^2 + 0.0093 \left(\frac{n_q}{n_{q_{ref}}} \right)^3 \right) = 313 \left(0.017 + 0.262 \frac{18.85}{100} - 0.08 \left(\frac{18.85}{100} \right)^2 + 0.0093 \left(\frac{18.85}{100} \right)^3 \right) = 19.9 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

گام دهم) تعیین زوایا ای خروجی

زاویه خروجی پروانه های شعاعی با ۵ تا ۷ پر، معمولاً در محدوده بین ۱۵ تا ۴۵ درجه میباشند. در بسیاری از موارد، زوایا بین ۲۰ تا ۲۷ درجه انتخاب میشوند تنظیم زوایای خروجی و پهنای خروجی، یک عمل بهینه سازی است که در خلال رعایت ملزومات کارائی و پایداری نمودار Q-H باید مد نظر قرار گیرد. یک معیار ممکن، کمینه کردن زاویه انحراف است که بیشتر از ۱۰ تا ۱۴ درجه نباید باشد. این عمل جهت جلوگیری و محدود ساختن افت های اغتشاشی ناشی از توزیع غیر یکنواخت جریان می باشد.

قبل از هر چیز باید سرعت ها در خروجی پره مشخص شوند. روابط زیر به همین منظور معرفی می شوند:

سرعت جانبی:

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60}$$

مولفه مریدیونالی سرعت مطلق :

$$c_{2m} = \frac{Q_{LA}}{\pi d_2 b_2}$$

مولفه جانبی سرعت مطلق:

$$c_{2u} = u_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m} \tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right)$$

مولفه جانبی سرعت مطلق:

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u}$$

که در آن γ ضریب خطابوده و از رابطه ای زیر محاسبه می شود:

$$\gamma = 0.98 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{Z_{La}^{0.7}} \right) k_w$$

ضریب اثر قطر ورودی پروانه بر ضریب خطابوده و طبق رابطه ای زیر محاسبه می شود:

$$k_w = 1 - \left(\frac{d_1 - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3$$

ε_{lim} برابر است با:

$$\varepsilon_{lim} = \exp\left(\frac{-8.16 \sin \beta_{1B}}{z_{La}}\right)$$

شایان ذکراست که اگر $\varepsilon_{lim} > \frac{d_1}{d_2}$ آنگاه ۱

ضریب جریان خروجی پره برابر است با:

$$\varphi_{2La} = \frac{c_{2m}}{u_2}$$

زاویه خروجی بدون انسداد از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}}{c_{2u}}$$

زاویه خروجی نسبی بی انسداد از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}}{w_{2u}}$$

زاویه خروجی نسبی با انسداد از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\beta'_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}\tau_2}{w_{2u}}$$

که در آن انسداد پروانه از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\tau_2 = \left(1 - \frac{z_{la}e_2}{\pi d_2 \sin \beta_{2B} \sin \lambda_{La}}\right)^{-1}$$

در نتیجه زوایای انحراف عبارتند از:

$$\delta' = \beta_{2B} - \beta'_2$$

$$\delta = \beta_{2B} - \beta_2$$

بعد از محاسبه زوایای خروجی، هد محاسبه می شود تا تعیین شود هد مورن نظر تامین می شود یا خیر. هد از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left(\gamma - \frac{Q_{LA}}{\pi b_2 d_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left(\tau_2 + \frac{\pi b_2 d_1 \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right) \right)$$

برای پره مذکور فرض می کنیم ضخامت در خروجی پره ۶ میلیمتر باشد. همچنانی:

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} = \frac{\pi \times 0.313 \times 1450}{60} = 23.7 \frac{m}{s}$$

$$c_{2m} = \frac{Q_{LA}}{\pi d_2 b_2} = \frac{\frac{115}{3600}}{\pi \times 0.313 \times 0.02} = 1.62 \frac{m}{s}$$

$$\Phi_{2La} = \frac{c_{2m}}{u_2} = \frac{1.62}{23.7} = 0.068$$

فرآیند آزمون و خطاب شرح زیر است:

(حدس اول)

$$\beta_{2B} = 35^\circ \rightarrow \tau_2 = 1.06 \rightarrow \varepsilon_{lim} = 0.46 \rightarrow \frac{d_1}{d_2} < \varepsilon_{lim} \rightarrow k_w = 1 \rightarrow \gamma = 0.768 \rightarrow$$

$$c_{2u} = u_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m}\tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right) = 23.7 \times \left(0.768 - \frac{1.62 \times 1.06}{23.7 \times \tan 35} \right) = 15.7 \frac{m}{s}$$

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} = 23.7 - 15.7 = 8 \frac{m}{s}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}}{w_{2u}} = \tan^{-1} \frac{1.62}{8} = 11.4^\circ$$

$$\beta'_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}\tau_2}{w_{2u}} = \tan^{-1} \frac{1.62 \times 1.06}{8.2} = 11.8^\circ$$

$$\delta' = \beta_{2B} - \beta'_2 = 35 - 11.8 = 23.2^\circ \text{ غیرقابل قبول}$$

$$\delta = \beta_{2B} - \beta_2 = 35 - 11.4 = 23.6^\circ \text{ غیرقابل قبول}$$

(حدس دوم)

$$\beta_{2B} = 25^\circ \rightarrow \tau_2 = 1.09 \rightarrow \varepsilon_{lim} = 0.56 \rightarrow \frac{d_1}{d_2} < \varepsilon_{lim} \rightarrow k_w = 1 \rightarrow \gamma = 0.8 \rightarrow$$

$$c_{2u} = u_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m}\tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right) = 23.7 \times \left(0.8 - \frac{1.62 \times 1.09}{23.7 \times \tan 25} \right) = 15.1 \frac{m}{s}$$

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} = 23.7 - 15.1 = 8.6 \frac{m}{s}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}}{w_{2u}} = \tan^{-1} \frac{1.62}{8.6} = 10.6^\circ$$

$$\beta'_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2m}\tau_2}{w_{2u}} = \tan^{-1} \frac{1.62 \times 1.09}{8.6} = 12.2^\circ$$

$$\delta' = \beta_{2B} - \beta'_2 = 25 - 12.2 = 12.8^\circ$$

$$\delta = \beta_{2B} - \beta_2 = 25 - 10.6 = 14.4^\circ \text{ حقق}$$

(حدس سوم)

$$\begin{aligned}
 \beta_{2B} &= 23^\circ \rightarrow \tau_2 = 1.1 \rightarrow \varepsilon_{lim} = 0.59 \rightarrow \frac{d_1}{d_2} < \varepsilon_{lim} \rightarrow k_w = 1 \rightarrow \gamma = 0.8 \rightarrow \\
 c_{2u} &= u_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m}\tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right) = 23.7 \times \left(0.8 - \frac{1.62 \times 1.12}{23.7 \times \tan 23^\circ} \right) = 14.7 \frac{m}{s} \\
 w_{2u} &= u_2 - c_{2u} = 23.7 - 14.7 = 9 \frac{m}{s} \\
 w_2 &= \sqrt{c_{2m}^2 + w_{2u}^2} = 9.14 \frac{m}{s} \\
 \beta_2 &= \tan^{-1} \frac{c_{2m}}{w_{2u}} = \tan^{-1} \frac{1.62}{9} = 10.2^\circ \\
 \beta'_2 &= \tan^{-1} \frac{c_{2m}\tau_2}{w_{2u}} = \tan^{-1} \frac{1.62 \times 1.1}{9.6} = 11.3^\circ \\
 \delta' &= \beta_{2B} - \beta'_2 = 23 - 11.3 = 11.7^\circ \\
 \delta &= \beta_{2B} - \beta_2 = 23 - 10.2 = 12.8^\circ
 \end{aligned}$$

حال هد قابل دستیابی محاسبه می شود:

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left(\gamma - \frac{Q_{LA}}{\pi b_2 d_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left(\tau_2 + \frac{\pi b_2 d_1 \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right) \right) = \\
 &\frac{0.866 \times 23.7^2}{9.81} \left(0.8 - \frac{0.032 \times 1.12}{\pi \times 0.02 \times 0.313 \times 23.7 \times \tan 23^\circ} \right) = 30.7 \text{ m}
 \end{aligned}$$

گام یازدهم) تعیین ضخامت پره

با توجه به محاسبات فوق ضخامت پره در ورودی ۵ و در خروجی ۶ میلیمتر تعیین می شود.

گام دوازدهم) تعیین پروفیل لبه‌ی حمله‌ی پره

پروفیل لبه‌ی حمله‌ی نامناسب سبب تولید سرعت بیش از اندازه و متناسب با آن پیک‌های کم فشار بسیار قوی می شوند که سبب آسیب رسانی در پدیده کاویتاسیون شده و حتی میتواند بر روی کارایی نیز تاثیر بگذارد. طراحی لبه حمله به صورت نیم دایره‌ای تنها برای پمپهای بسیار کوچک کاربرد دارد و در دیگر پمپها نامطلوب می باشد. پروفیل ورودی بیضوی، شکل توزیع فشار مناسبی را فراهم می آورد. در صورتی که پروفیل بیضوی در یک مسیر کوتاه گستردگی شود، حساسیت پره‌ها به زاویه حمله بالا، کمتر می شود.

در مقابل، پروفیلهای گوه شکل بلند، تنها در ورودی‌های بدون شوک خوب عمل می کنند زیرا که سرعتهای بالا در جریانهای حمله‌ای تولید می شوند. پروفیلهای بلند و نازک گوه‌ای شکل، با توجه به کیفیت ریخته گری (شکسته شدن پره به دلیل سرد شدن سریع پروفیلهای نازک) و در پارامترهایی مثل مقاومت و ریسک شکستن پره نامناسب می باشند.

با توجه به توضیحات فوق پروفیل لبه‌ی حمله، بیضوی انتخاب می شود.

گام سیزدهم) تعیین پروفیل لبه‌ی فرار پره

ضخامت پره تا انتهای لبه‌ی فرار به صورت کامل شکل داده شود تا امکان کاهش هد از بین برود. همچنین از پروفیل خارجی به دلیل کاهش هزینه‌ها چشم پوشی شود.

گام چهاردهم) تعیین بار پره‌ها و طول آن

بار هیدرودینامیکی وارد بر هر پره از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\xi_{eff} = \frac{2\pi \Psi_{opt} d_2 u_2}{\eta_h Z_{La} L_{sch} (w_1 + w_2)}$$

که در آن L_{sch} طول پره می‌باشد. برای پره‌ی مذکور:

$$\xi_{eff} = \frac{2\pi \Psi_{opt} d_2 u_2}{\eta_h Z_{La} L_{sch} (w_1 + w_2)} = \frac{2\pi \times 1.046 \times 0.313 \times 23.7}{0.866 \times 6 \times L_{sch} \times (7.88 + 9.14)} = \frac{0.55}{L_{sch}}$$

محدوده‌ی بار مجاز روی هر پره با توجه به سرعت مخصوص و سرعت مخصوص مرجع (برابر با 40) از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$\xi_{all} = \left(\frac{n_{q_ref}}{n_q} \right)^{0.77}$$

که برای پره‌ی مذکور:

$$\xi_{all} = \left(\frac{n_{q_ref}}{n_q} \right)^{0.77} = \left(\frac{40}{18.85} \right)^{0.77} = 1.785$$

جهت کاهش نوسانات فشار و نیروهای محرک هیدرولیکی (تحريك کننده)، پیشنهاد می‌شود که بار پره‌ها معمولاً 10 درصد کمتر از میزان بار مجاز انتخاب شود. برای پره‌ی مذکور:

$$\frac{0.55}{L_{sch}} = 0.9 \times 1.785 = 1.6065 \rightarrow L_{sch} = 342.3 \text{ mm} \approx 343 \text{ mm}$$

گام پانزدهم) تعیین مساحت گلوگاه

با توجه به مباحث ذکر شده، زوایای پره و سطح مقطع کانال جهت جريان خواسته شده باید با یکدیگر مطابقت داشته باشند. در نقطه‌ی طراحی کاهش نسبت بردار سرعت نسبی w_1 به سرعت جريان میانگین w_{1q} در مساحت گلوگاه، نباید زیاد بزرگ باشد. همچنین با توجه به کاویتاسیون در دی‌های بالا، مواردی چون شتاب نیز باید تحت کنترل باشد. با توجه به ارزیابی پمپهای در حال کارکرد، مساحت گلوگاه باید طوری انتخاب شود که نسبت $\frac{w_{1q}}{w_1}$ در نقطه‌ی بهترین کارائی با جريان ورودی محوری در محدوده بین 0.75 تا 0.85 باشد.

برای پره‌ی مذکور:

$$\frac{w_{1q}}{w_1} = 0.8 \rightarrow w_{1q} = 0.8 \times 7.88 = 6.3 \frac{m}{s}$$

$$w_{1q} = \frac{Q_{La}}{A_{1q} \times Z_{La}} \rightarrow A_{1q} = \frac{0.032}{6.3 \times 6} = 0.00085 \text{ m}^2$$

گام شانزدهم) تعیین فاصله‌ی پره‌ها در خروجی

برای به دست آوردن فاصله‌ی پره‌ها در خروجی باید ابتدا گام پره‌ها را از رابطه‌ی زیر محاسبه کرد:

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z_{La}}$$

سپس با استفاده از مقدار به دست آمده زاویه‌ی β_{a2} را محاسبه نموده و مقدار آن را در نامساوی زیر به گذاشت تا محدوده‌ی مجاز فاصله‌ی پره‌ها در خروجی به دست آید:

$$0.7 < \frac{\sin \beta_{a2}}{\sin \beta_{2B}} < 0.9$$

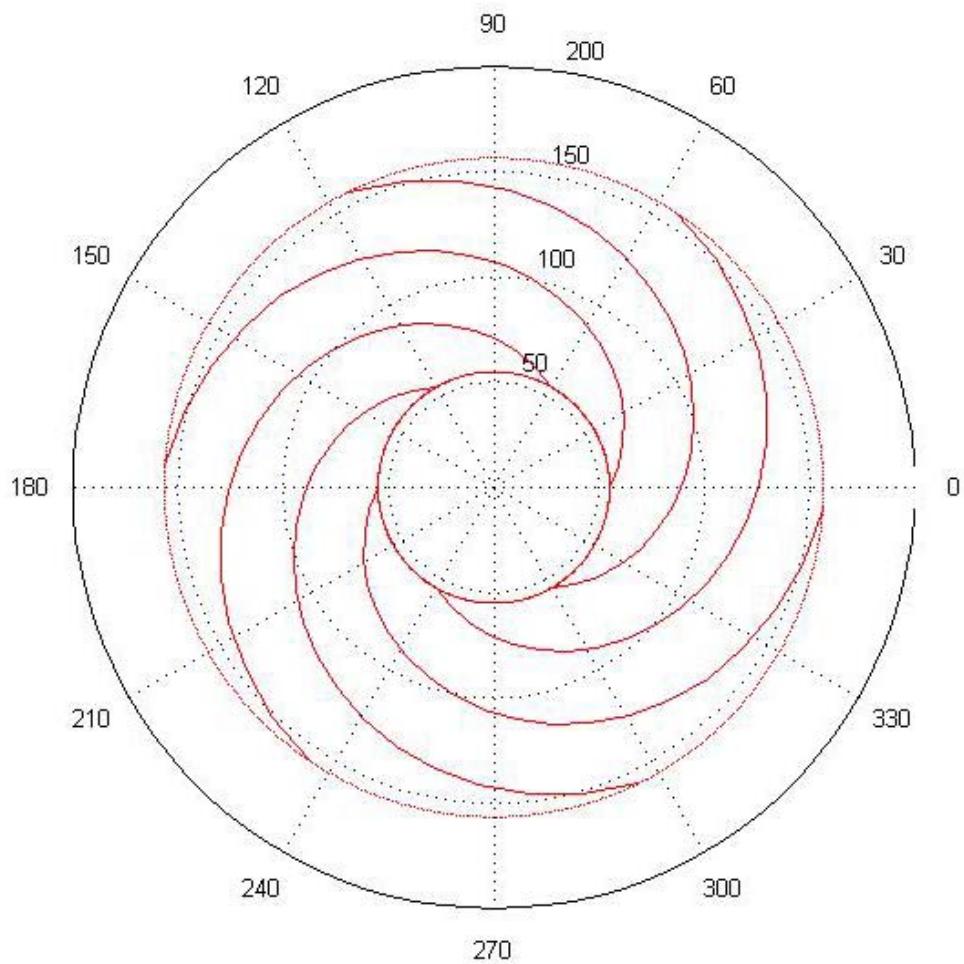
برای پره‌ی مذکور:

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z_{La}} = \frac{\pi \times 0.313}{6} = 0.1639 \text{ m}$$

$$\sin \beta_{a2} = \frac{a_2}{t_2} = \frac{a_2}{0.1639}$$

$$0.7 < \frac{\sin \beta_{a2}}{\sin \beta_{2B}} < 0.9 \rightarrow 0.7 < \frac{\frac{a_2}{0.1639}}{\sin 24^\circ} < 0.9 \rightarrow 0.0466 < a_2 < 0.06 \xrightarrow{\text{اختیاری}} a_2 = 53 \text{ mm}$$

اکنون پره‌ی مورد نظر طراحی شده است. در شکل ۲ تصویر پره‌ی طراحی شده مشاهده می‌شود.



شکل ۲

مقایسه‌ی دو پره‌ی طراحی شده از دو روش

جدول ۱

پارامتر	پره لازارکویچ	پره گولیج
قطر داخلی روتور (mm)	111	110
قطر خارجی روتور (mm)	292	313
نسبت قطرها	2.63	2.84
زاویه‌ی ورودی پره	22	23
زاویه‌ی خروجی پره	25	23
تعداد پره	6	6
گام پره در ورودی (mm)	58.12	57.57
گام پره در خروجی (mm)	152.55	163.9
پهنهای پره در خروجی (mm)	16	20
بازده هیدرولیکی	82.5%	86.6%
بازده حجمی	84.2%	87%
بازده کل	68%	75%

در شکل ۳ پره‌ی طراحی شده از روش لازارکویچ با رنگ مشکی و پره‌ی طراحی شده از روش گولیج با رنگ قرمز نشان داده شده است.

طراحی پره توسط نرم افزار CFTurbo

دو روش برای طراحی پره با استفاده از نرم افزار CFTurbo وجود دارد:

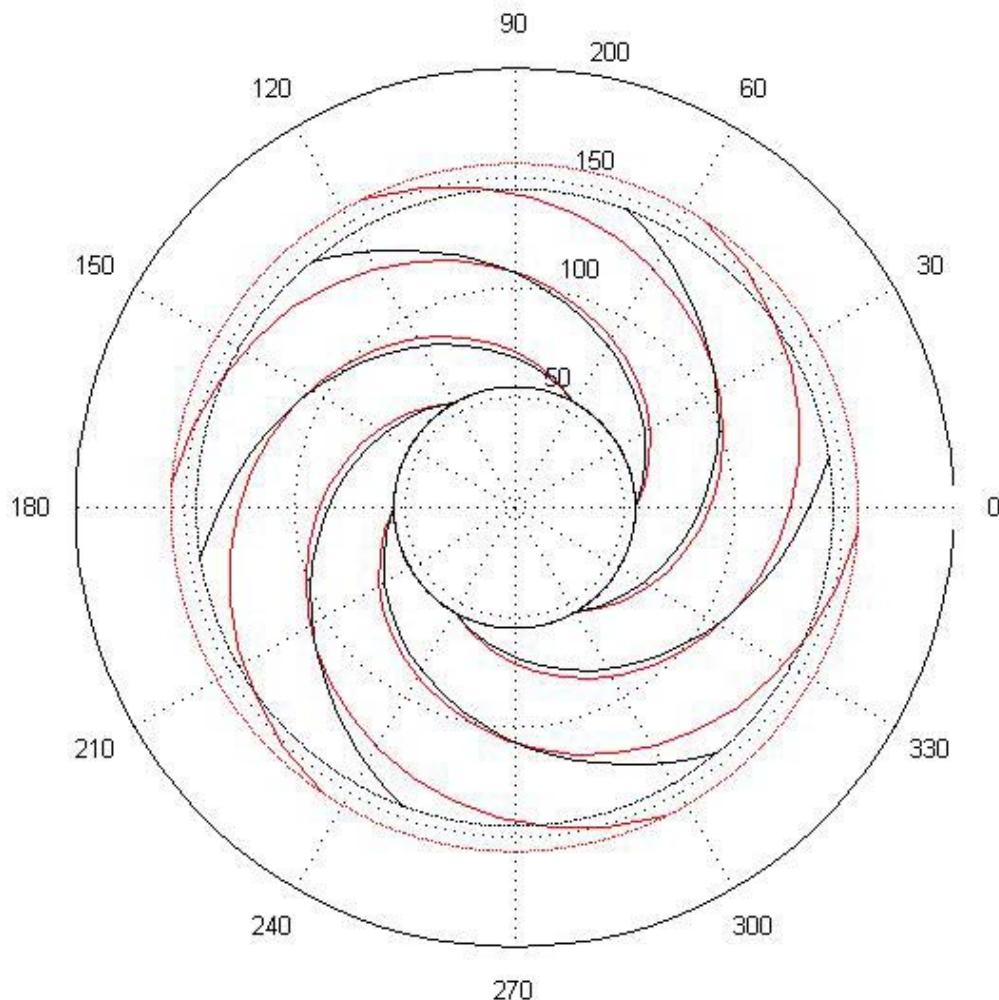
۱. طراحی اتوماتیک : در این روش، مشخصات مورد نیاز را پمپ مانند هد، دبی، دور موتور و ... را به نرم افزار داده می‌شود.

بعد از مشخص کردن مقادیر فوق، دیگر لازم به انجام هیچ کاری نیست و خود نرم افزار با توجه به مفروضات خود پره‌ای را معرفی می‌کند.

۲. طراحی مرحله به مرحله : در این روش، باید در هر مرحله پارامترهای مختلف پره محاسبه و به نرم افزار داده شود. پروفیل پره‌ی ارائه شده در نرم افزار نتیجه‌ی پارامترهای معرفی شده‌ی کاربر است.

با استفاده از روش اتوماتیک، نرم افزار CFTurbo پره‌ای با مشخصات مندرج در جدول ۲ را ارائه می‌کند. همچنین پروفیل پره مطابق شکل ۴ خواهد بود.

همچنین در شکل ۵ منحنی‌های عملکردی پمپ نشان داده شده است.

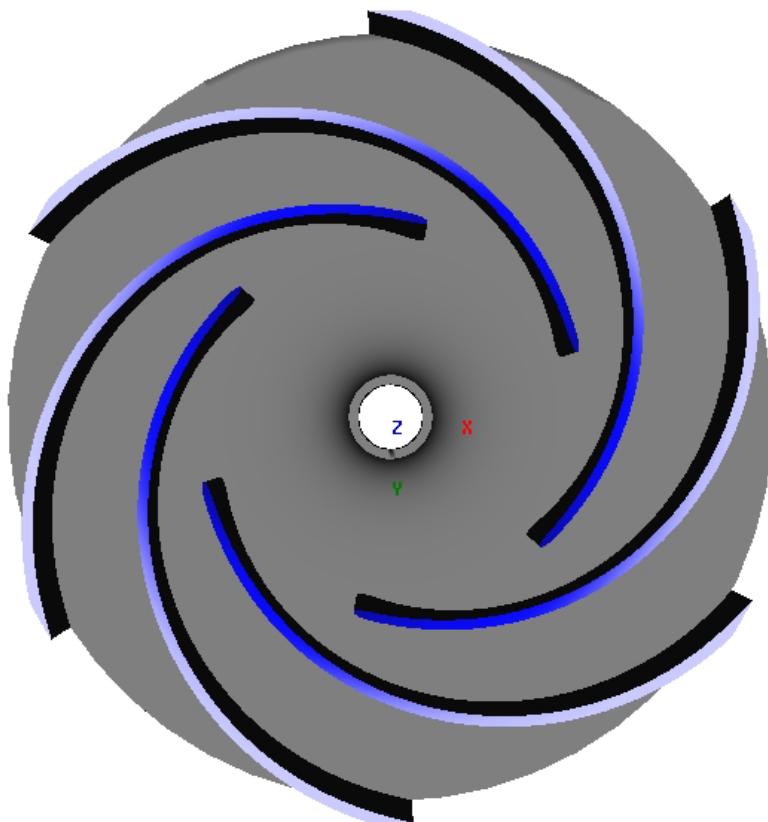


شکل ۳

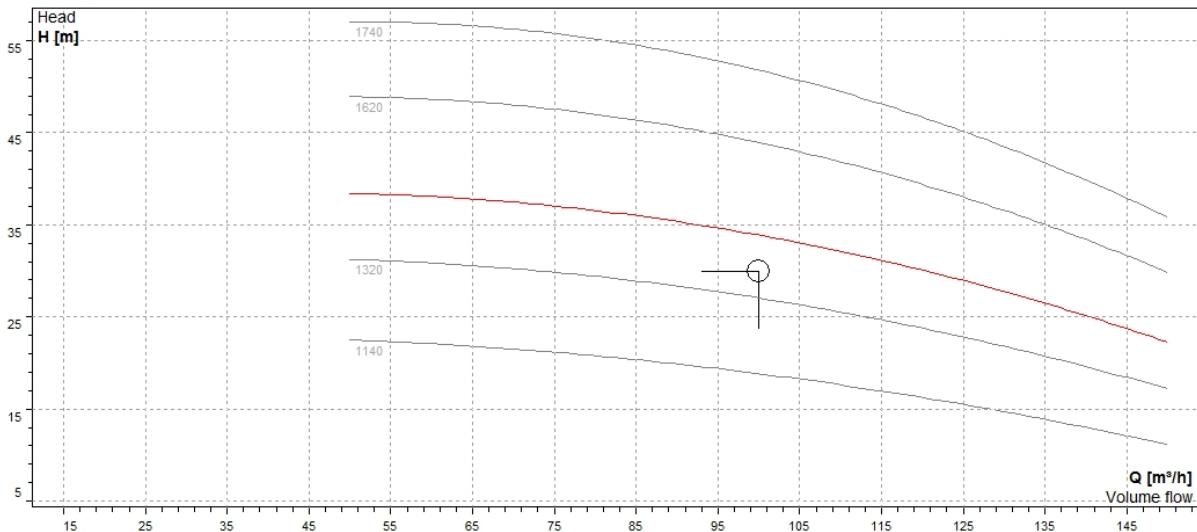
با استفاده از روش مرحله به مرحله و تخصیص پارامترها مطابق با آنچه گولیچ تخمین زده است، پره ای با مشخصات مندرج در جدول ۳ و با پروفیلی مطابق شکل ۶ به دست می آید. همچنین در شکل ۷ منحنی های عملکردی پمپ نشان داده شده است.

جدول ۲

پارامتر	پره اتوماتیک CFTurbo
قطر داخلی روتور (mm)	138
قطر خارجی روتور (mm)	317
نسبت قطرها	2.29
زاویه‌ی ورودی پره	12.6
زاویه‌ی خروجی پره	13.7
تعداد پره	6
گام پره در ورودی (mm)	72.25
گام پره در خروجی (mm)	165.9
پهنای پره در خروجی (mm)	21
بازده هیدرولیکی	87%
بازده حجمی	96%
بازده کل	76%



شکل ۴

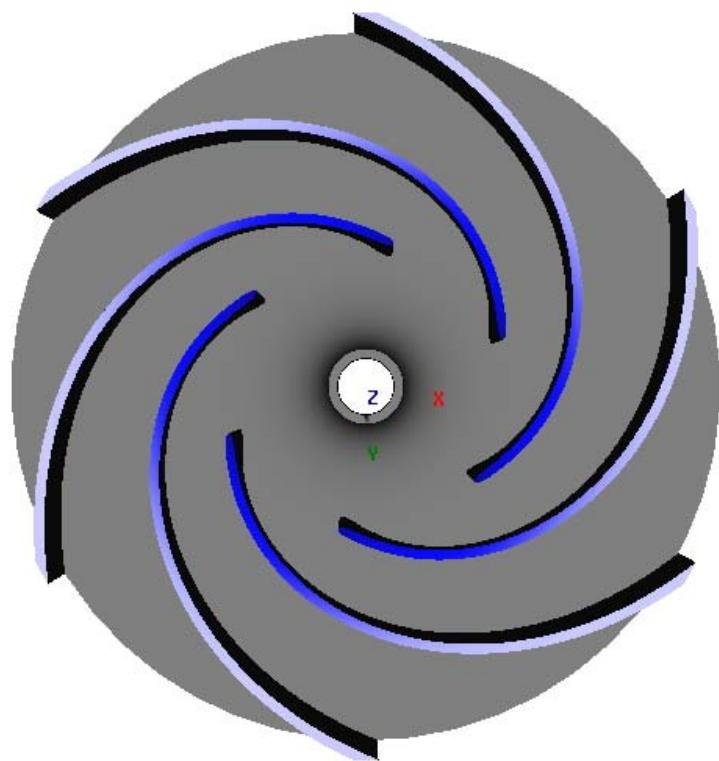


شکل ۵

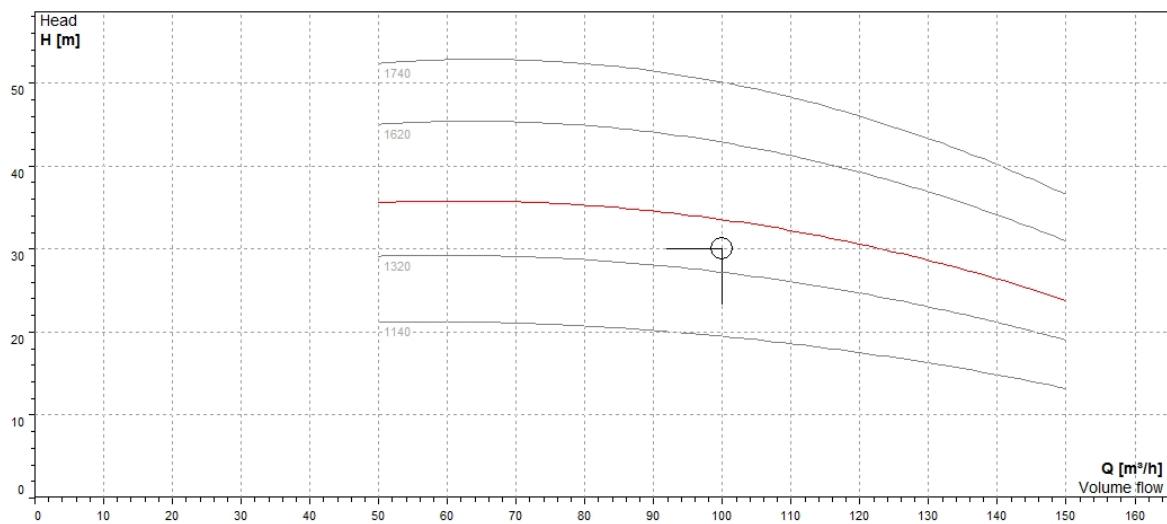
جدول ۳

پارامتر	پره مرحله به مرحله CFTurbo
قطر داخلی روتور (mm)	103
قطر خارجی روتور (mm)	312
نسبت قطرها	3.08
زاویه‌ی ورودی پره	30
زاویه‌ی خروجی پره	23
تعداد پره	6
گام پره در ورودی (mm)	52.88
گام پره در خروجی (mm)	163.36
پهنای پره در خروجی (mm)	20
بازده هیدرولیکی	86.6%
بازده حجمی	87%
بازده کل	75%

در پایان جهت جمعبندی و مقایسه‌ی بهتر روش‌های ارائه شده اطلاعات به دست آمده از آنها در جدول ۴ آورده شده است.



شکل ۶



شکل ۷

جدول ۴

پارامتر	پره لازارکویچ	پره گولیچ	پره اتوماتیک CFTurbo	پره مرحله به CFTurbo مرحله
قطر داخلی روتور (mm)	111	110	138	103
قطر خارجی روتور (mm)	292	313	317	312
نسبت قطرها	2.63	2.84	2.29	3.08
زاویه‌ی ورودی پره	22	23	12.6	30
زاویه‌ی خروجی پره	25	23	13.7	23
تعداد پره	6	6	6	6
گام پره در ورودی (mm)	58.12	57.57	72.25	52.88
گام پره در خروجی (mm)	152.55	163.9	165.9	163.36
پهنای پره در خروجی (mm)	16	20	21	20
بازده هیدرولیکی	82.5%	86.6%	87%	86.6%
بازده حجمی	84.2%	87%	96%	87%
بازده کل	68%	75%	76%	75%

منابع و مراجع

[1] Impeller pumps, Stephen Lazarkiewicz, Oxford, London, 1965.

[2] رسول پایدار نوبخت، برنامه‌ی کامپیوترا برای طراحی پوانه‌ی سانتریفیوژ با خروجی قابل استفاده در CNG.
پایان نامه‌ی دوره‌ی کارشناسی، دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۴

[3] Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.

کیفیت تولید پمپ های سانتریفیوژ

گستردگی انواع پره ها، دیفیوزرها و حلزونی های مورد استفاده در صنعت، با توجه به شکل پیچیده شان، به استفاده از روش های متعدد ریخته گری منجر می شوند. معمولاً اجزای ریخته گری انحراف های ابعادی قابل تصوری نسبت به نقشه مربوطه دارند. دلیل این انحراف، انقباض غیر یکسان قطعه ای ریخته گری شده در هنگام سرد شدن، جابجایی مدل و تلوانس های قالب و قطعه است. علاوه بر این به دلیل مقیاس گذاری مقداری اتفاق در متریال به وجود می آید. این مشکل هنگام ساخت مدل با در نظر گرفتن مقدار کمی لقی مرتفع می شود.

هد و بازده پمپ به طرز قابل ملاحظه ای به کیفیت سطح، دما، متریال مورد استفاده، نحوه ای قالبگری و شستشو و روکش ریخته گری وابسته است. تلوانس های ریخته گری اجزای هیدرولیکی پمپ فاکتور بسیار مهمی در رسیدن به مشخصه های مورد نظر پمپ است. این تلوانس ها روی بازده، ارتعاشات و نویز، ترک خورده گری پره و میزان رسیک آسیب های احتمالی ناشی از کاویتاسیون مؤثرند. برای دامنه ای عملکرد خارج از بازگردش بارگزئی روش تعیین کمی (مقداری) مناسبی جهت بررسی تاثیر تلوانس های مختلف روی مشخصه های پمپ وجود دارد که در حوصله ای این مقاله نیست.

دقت تعیین شده برای مشخصه های پمپ ناچارا منجر به ماکریزم انحراف مجاز (در محدوده ای نامعینی های چنین محاسباتی) در پهنهای خروجی پره، زوایای پره و مساحت گلوبی کلکتور می شود. در مقابل، تخمین تاثیر انحراف هندسه از هندسه ای اصلی بر پره ها و یا سطح مرودینالی چندان ساده نیست.

از آنجا که دقیقت بالاتر به معنای استفاده از روش های پر هزینه تر ریخته گری و در نتیجه زمان اضافی در روکش کردن است، تلوانس ها با توجه به کاربرد پمپ انتخاب می شوند. به همین منظور سه کلاس کیفیت در جدول ۱ معرفی شده است. در نظر گرفتن نکات زیر در کنار این جدول ضروری است:

۱. در سرعت مخصوص های کم مساحت گلوبی دیفیوزر یا حلزونی با تلوانس های کم و در سرعت مخصوص های زیاد تلوانس پره بسیار مهم است.
۲. سرعت u_1 یا هد در هر طبقه ای پمپ به عنوان مقیاسی برای بارهای پایا و نیروهای هیدرولیکی تحریک پایا اندازه گیری می شود.
۳. سرعت جانبی u_1 به عنوان مقیاسی برای آسیب های ناشی از کاویتاسیون اندازه گیری می شود.
۴. توان مصرفی به عنوان معیاری از انرژی و هزینه ای نگهداری پمپ و همچنین تحریکات نویز و ارتعاشات اندازه گیری می شود. زیرا در بار جزئی توان بازگردش تماماً تبدیل به آشفتگی می شود.

هر کدام از این ضوابط با توجه به کاربرد و شرایط و نیازمندی های غالب می تواند عامل تعیین کننده ای برای کلاس کیفیت باشد. این نکته حائز اهمیت است که هر کدام از این ضوابط مستقل از سایرین ارزیابی شود. سخت گیرانه ترین ضابطه یا نیازمندی استفاده شده کلاس کیفیت را تعیین می کند. مثلاً اگر نیاز به محدودیت زیاد در ارتعاشات وجود داشته باشد و از آن طرف تلوانس های نسبتاً بزرگی روی منحنی های عملکرد به کار گرفته شده باشد و حتی توان مصرفی پمپ بسیار پایین باشد، کلاس کیفیت بالایی باید انتخاب شود.

جدول ۱

کلاس کیفیت		G1	G2	G3	
تلورانس Q_g, H_g, η با توجه به ISO 9906	t_Q	$\pm 5\%$	$\pm 8\%$	$\pm 9\%$	تلورانس دبی
	t_H	$\pm 3\%$	$\pm 5\%$	$\pm 7\%$	تلورانس هد
	t_P	$+4\%$	$+8\%$	$+9\%$	تلورانس توان مصرفی
	t_η	$0(-3\%)$	-5%	-7%	تلورانس بازده
API 610	v_u	3	-	-	mm/s (RMS)
ISO 10816-7	v_u	3	3.7	5.6	
خروجی	u_2	>90	40-90	<40	m/s
ورودی	u_1	>50	15-50	<15	
هد	H_{st}	>400	80-400	<80	m هد در هر طبقه BEP در
توان	P	>3000	300-3000	<300	kW توان مصرفی
پارامتر		تلورانس			وسيله اندازه گيري مهم برای
پهنانی خروجی پره	b_2	$\pm 2.5\%$	$\pm 3.5\%$	$\pm 5\%$	لغزش سنج
فاصله ای پره ها در خروجی	a_2	$\pm 2.5\%$	$\pm 3.5\%$	$\pm 5\%$	کولیس، دیسک دایروی
زاویه ای خروجی	β_{2B}	$\pm 4\%$	$\pm 7\%$	$\pm 10\%$	گیج، ماشین اندازه گیری مختصات
زاویه ای ورودی	β_{1B} α_{3B}	$\pm 1^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 3^\circ$	گیج، ماشین اندازه گیری مختصات طول حفره $NPSH_i$ $NPSH_3$
فاصله ای پره ها در ورودی	a_1	$\pm 3\%$	$\pm 4\%$	$\pm 6\%$	کولیس، دیسک دایروی $NPSH_3$ $Q > Q_{SF}$ در
پروفیل ورودی		$\pm 4\%$	$\pm 8\%$	-	گیج پروفیل $NPSH_i$
پروفیل خروجی		$\pm 5\%$	$\pm 10\%$	-	گیج پروفیل هد نوسانات فشار
ضخامت پره	e	$\pm 7\%$	$\pm 10\%$	$\pm 15\%$	لغزش سنج، کولیس هد تش
مساحت گلوبی دیفیوزر یا حلزونی	A_{3q}	$\pm 5\%$	$\pm 7\%$	$\pm 10\%$	دبی حجمی در BEP بازده shut-off هد پایداری
فاصله ای پره	a_3	$\pm 5\%$	$\pm 7\%$	$\pm 10\%$	
پهنا	b_3	$\pm 5\%$	$\pm 7\%$	$\pm 10\%$	

در جدول ۱ تلوانس های هندسی برای سه کلاس کیفیت مختلف لیست شده است. از این جدول نکات زیر قابل برداشت است:

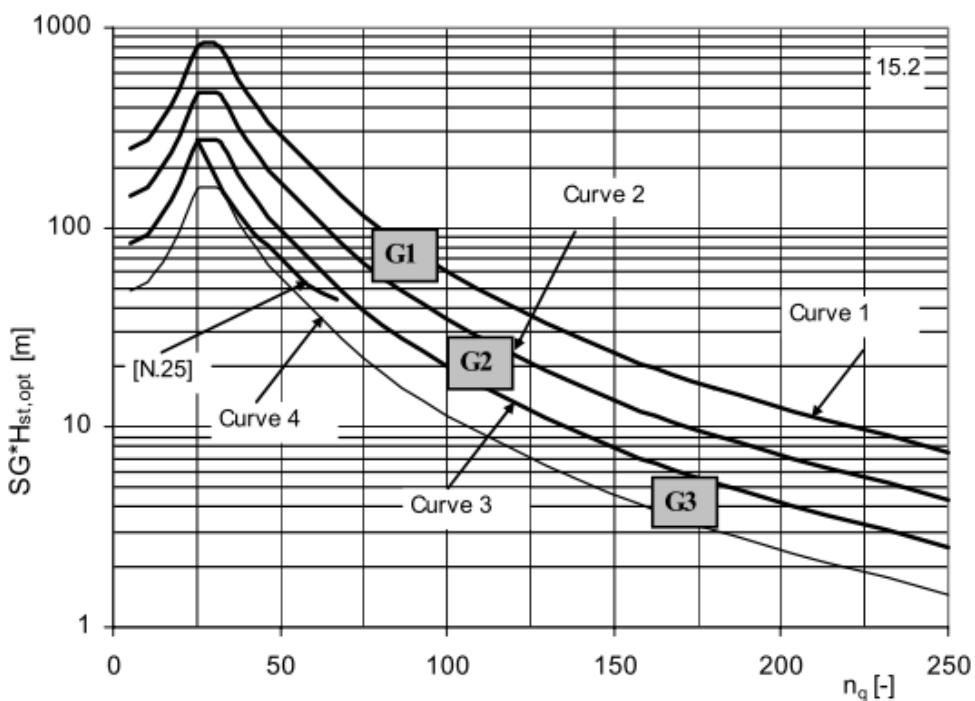
۱. اطلاعات داده شده تنها برای پمپ های شعاعی و نیمه محوری با سرعت مخصوص کمتر از ۱۵۰ صادق است و قابل استفاده برای پمپ های جریان محوری نمی باشد.
۲. ابعاد ماشین کاری شده (مثل قطر خارجی پره) در جدول مذکور بیان نشده است. زیرا دقت ماشین کاری کمتر از چند دهم میلیمتر است.
۳. از آنجا که زاویه خروجی پره (β_{2B}) در دامنه گسترده ای تغییر می کند، تلوانس آن نیز به صورت درصدی و نه به صورت درجه بیان می شود. از آن طرف زاویه β_{1B} در دامنه کوچکی تغییر می کند و از همین رو در واحد درجه بیان شده است.
۴. تلوانس پهنانی خروجی پره b_2 ، به میانگین تمامی کانال ها به علاوه ای اختلاف بین هر کانال که در تحریک ارتعاشات (بالанс هیدرولیکی) حائز اهمیت است، اعمال می شود. به دلیل تغییرات قبل ملاحظه ای پهنانی خروجی در هر گام (خصوصا در پمپ هایی با تعداد پره ۵ کم)، این تلوانس میانگین انحراف در کانال های مشابه است.
۵. تاثیرات تلوانس های ریخته گری هم به این تلوانس ها اضافه می شود یا آن را جبران می کند. به همین دلیل مقادیر تلوانس داده شده باید به عنوان مقادیر تقریبی شمرده شوند. به طور مثال، اگر زاویه خروجی خیلی کوچک و پهنانی پره در خروجی خیلی بزرگ باشد، هنوز هم با استفاده از این تلوانس ها می توان مقدار تقریبی را لحاظ کرد.
۶. برای مقادیر بزرگ H_{st} یا P همواره باید به انحرافات دو پارامتر β_{2B} و b_2 از یک کانال به کانال دیگر در هر گام توجه اکید شود. مقادیر انحرافات باید آنقدر کوچک باشند که مانع بروز ارتعاشات در پمپ شود.
۷. اگر قطعات بر طبق کلاس کیفیت استانداردی برای ریخته گری سفرلش داده شده باشند، دامنه تلوانس ها در صورتی از آن استاندارد استنباط می شود که دامنه آن وسیع تر از دامنه جدول ۱ نباشد.
۸. در بعضی از موارد تلوانس های نامتقارن توصیه می شود. مثلا برای $b_2 = -0.4\%$ در صورتی که هیچ حاشیه ای برای هد ارائه نشده باشد یا باز هم برای $b_2 = -0.2\%$ تا از مشخصه های ناپایدار پرهیز شود. موارد مشابهی برای پارامترهای β_{2B} و a_2 وجود دارد.
۹. فاصله پره ها (a_2) سرنخی پیرامون دقت موقعیت پره حین ریخته گری می دهد. پهنانی a_1 در گلوبی پره تاثیر بسزایی روی منحنی $NPSH_3$ در دبی های بالا دارد.
۱۰. اندازه گیری های مربوط به هندسه ای شرود جلو و پشت و پره ها و کانال های دیفیوزر نسبتاً پیچیده است. اگر این اندازه گیری ها به هیچ وجه بدون خرابی قطعه ممکن نیستند باید از ماشین اندازه گیری مختصات و یا نمونه ها استفاده کرد. به همین دلیل انحرافات از هندسه ای مورد نظر به سختی تشخیص داده می شود. به همین دلیل برآورده کردن تلوانس های داده شده در جدول ۱ هیچ تضمینی برای موفقیت نیست.
۱۱. ارزیابی زبری هر پمپ با توجه به اصول تئوری قابل تعیین است. این زبری وابسته به عدد رینولدز جریان و سایز پمپ است. مثلا برای آب داغ کمتر از روغن است. اطلاعات موجود در جدول ۱ تقریبی از زبری مورد نیاز است.
۱۲. برای سرعت های جانبی در ورودی بیش از ۵۰ متر بر ثانیه تنها وجود حباب های خیلی ریز کاویتاسیون مورد قبول است. برای سرعت های جانبی در ورودی بیش از ۷۵ متر بر ثانیه نباید هیچ حبابی مشاهده شود. در این حالت تطبیق دقیق با پروفیل ورودی پره بسیار حائز اهمیت است. زیرا کوچکترین انحراف یا عث کاویتاسیون می شود. تکنیک های مخصوص ماشینکاری غیر قابل حشم پوشی توصیه شده عبارتند از:

- | |
|---|
| <p>I سمباده زنی دقیق ورودی پره با استفاده از نمونه پروفیل (نمونه انگشتی) و نمونه هایی برای سطح مکش (نمونه مخروطی)</p> <p>II ماشینکاری تخلیه‌ی الکتریکی</p> <p>III عملیات فرزکاری NC و متعاقب آن سمباده زنی جهت حذف اثرات ماشین کاری در نواحی غیرقابل دسترس.</p> |
|---|

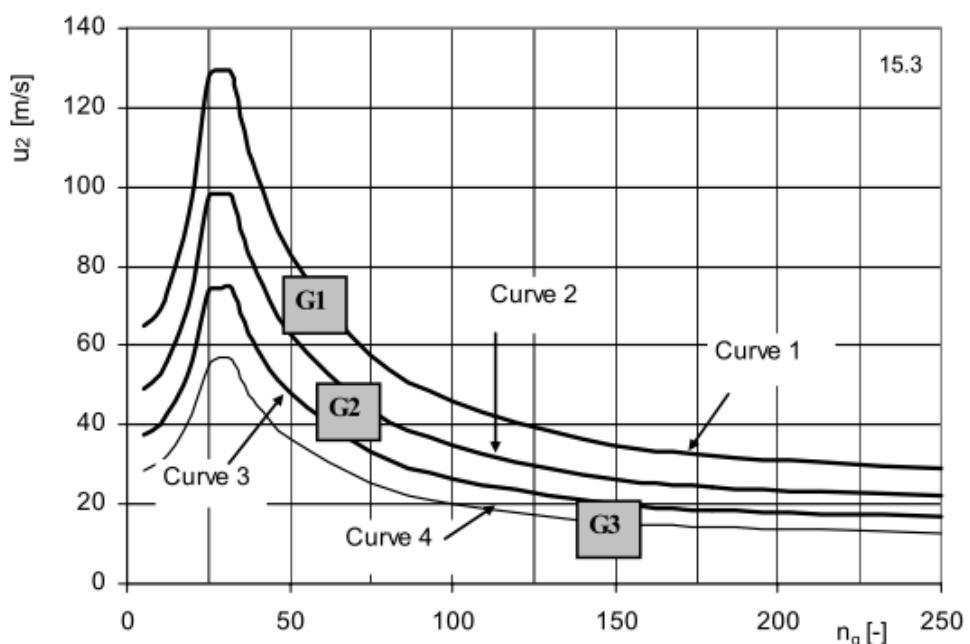
یک پره‌ی تولید شده باید تحت یک بررسی نهایی با نمونه قرار گیرد. در بعضی موارد بحرانی، اپراتور برای اثبات بی کاویتاسیون کار کردن پمپ برای هر پره تست جداگانه‌ای با NPSH_A مشخصی طلب می‌کند تا کاویتاسیون را در ورودی مشاهده کند. این امر نیازمند تستی جداگانه با هزینه‌ی بالاست.

۱۳. تلورانس پروفیل ورودی پره داده شده در جدول ۱ با توجه به انحراف ضخامت پره‌ی مورد نظر تعیین می‌شود. مقادیر داده شده در جدول تنها میانگینی به عنوان نشانه است. واضح است که هندسه‌ی پروفیل باید ملایم و صاف و پایا باشد. لبه‌ی جلویی کم ضخامت که با سطح مقرع پره ادامه می‌یابد دلیل جدایش جریان و کاویتاسیون است. به همین دلیل پروفیل ورودی پره در سطوح مکش و فشار باید محدب باشد تا از اثرات ناشی از برخورد جریان را کم کند.

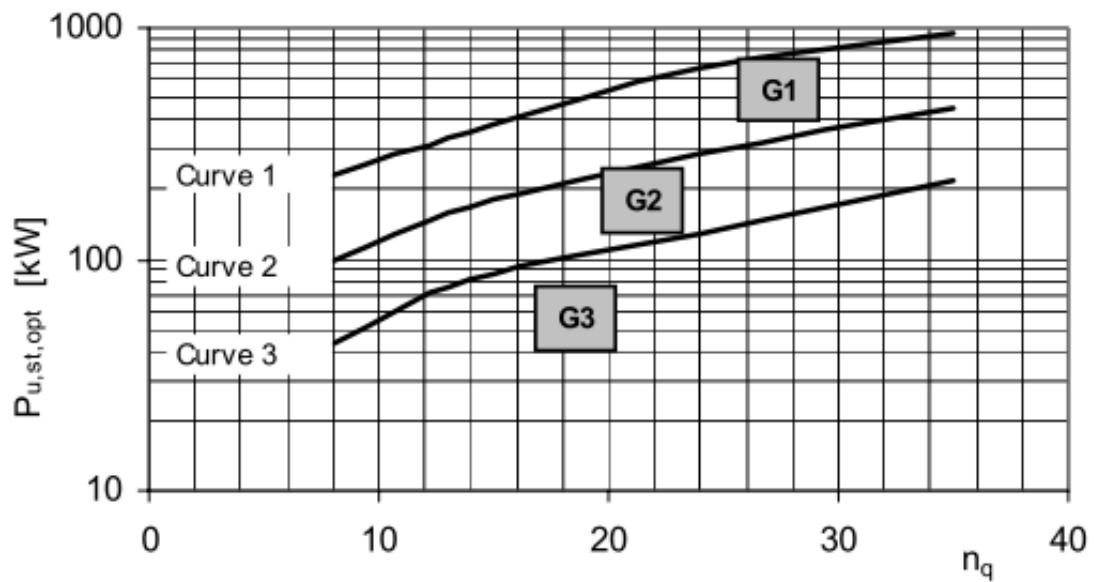
در ادامه به مرور ۵ شکل می‌پردازیم. در شکل ۱ تعریف کلاس‌های کیفیت بر اساس هد در هر طبقه ارائه شده است. در شکل ۲ تعریف کلاس‌های کیفیت بر اساس سرعت ۲۶ در هر طبقه ارائه شده است. در شکل ۳ تعریف کلاس‌های کیفیت بر اساس توان در هر طبقه ارائه شده است. در شکل ۴ یک نمونه‌ی مخروطی که برای ارزیابی هندسه‌ی پره در ورودی به کار می‌رود، نشان داده شده است. این نمونه به عنوان سطح مقطع یک مخروط و سطح مکش طراحی می‌شود. زاویه‌ی مخروط به گونه‌ای انتخاب شده است که نمونه، پره را در زاویه‌ی حدود ۹۰ درجه ملاقات کند. در شکل ۵ نمونه‌ی انگشتی نشان داده شده است.. نمونه‌ی انگشتی برای ارزیابی پروفیل لبه‌ی جلویی پره به کار می‌رود.



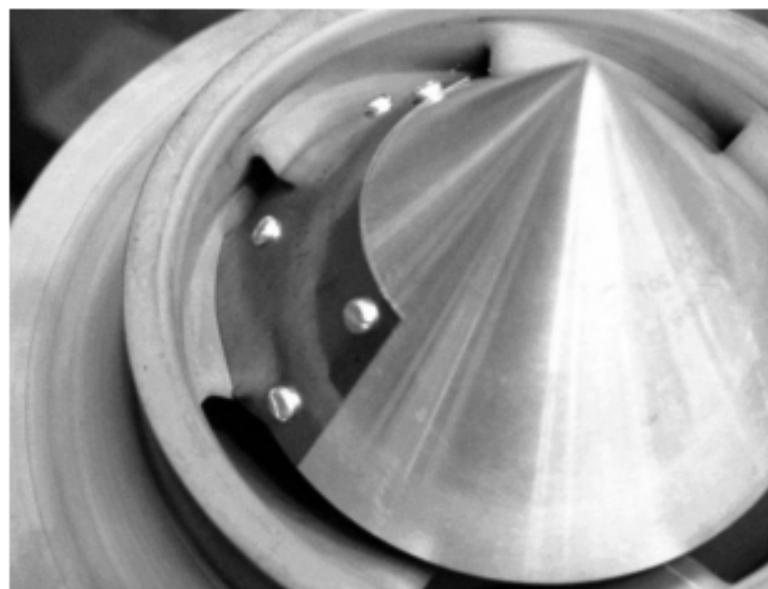
شکل ۱ - تعریف کلاس های کیفیت بر اساس هد در هر طبقه



شکل ۲ - تعریف کلاس های کیفیت بر اساس u_2



شکل ۳- تعریف کلاس های کیفیت بر اساس توان در هر طبقه



شکل ۴- نمونه مخروطی



شکل ۵- نمونه انگشتی

جدول ۲ حاوی نیازمندی های تکمیلی کیفیت اجزای ریخته گری می باشد که رعایت آنها برای آن یکپارچگی اجزا به خوبی بازده و ارتعاشات کافی می باشد. جهت جلوگیری از شکست ناشی از خستگی، برای پره ها یا اندیوس هایی با وظیفه ی سنگین ضخامت پره و شعاع پخ بین پره ها و شرود کافی بسیار حائز اهمیت است.

جدول ۲

کلاس	G1	G2	G3
شرود پره	ماشین کاری	ماشین کاری	ریخته گری ^۱
زبری (تست روگو- مشاهده)	N8	N8 to N9	N9 to N10
فرآیند ریخته گری برای پره و دیفیوزر	ریخته گری بسته هسته سرامیکی	ریخته گری با کیفیت هسته سرامیکی	ریخته گری ماسه ای
شعاع پخ	بررسی آن بسیار مهم است low notch effect	بررسی شود	به صورت بصری بررسی شود
تغییرات ضخامت شرود پره و کanal های هیدرولیکی	بررسی آن بسیار مهم است به تحریک ارتعاشات توجه شود	ابعادی بررسی شود	به صورت بصری بررسی شود
بررسی بصری کanal های کامل (در صورت نیاز از درون بین استفاده شود). سطح از باقیمانده های ماسه یا سرباره پاک شود.	بررسی ترک سطحی ^۲ تست نفوذ رنگ	بررسی از درون بین	

۱) اگر هیچ محدودیتی برای ارتعاشات در نظر گرفته نشده باشد.

۲) بررسی ترک سطحی: اگر جنس قطعه مغناطیسی است، تست مغناطیسی و اگر جنس قطعه غیر مغناطیسی باشد، تست نفوذ رنگ انجام شود.

جمع بندی

- کلاس کیفیت مقیاسی است که با آن میزان آنالیز مهندسی و الزامات ساخت با توجه به کاربر پمپ و نیازمندی های مد نظر صاحب آن سنجیده می شود.
- ضوابط متعددی برای انتخاب کلاس کیفیت اعمال شده وجود دارد که این امکان را فراهم می سازد که به جنبه های مختلف تصمیم گیری پرداخته شود.
- سختگیرانه ترین ضابطه یا نیازمندی، کلاس کیفیت را تعیین می کند.

مراجع و منابع

Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.

■ معرفی روغن های نفتی توربین قابل استفاده در روانسازی پمپ های سانتریفیوژ

در این مقاله مشخصه های مورد نیاز روغن معدنی (نفت) مورد استفاده جهت روانسازی توربین ها ارائه شده است. در اغلب کتب مهندسی، استفاده از روغن های روانساز نفتی توربین جهت روغنکاری یاتاقان های پمپ های سانتریفیوژ توصیه شده است. روانسازهای مورد نیاز برای توربین بخار از دسته TSA و روانسازهای مورد نیاز برای توربین گازی و توربین آب از دسته TGA می باشد. شایان ذکر است که در موارد اعمال فشار بالا استفاده از این روانسازها توصیه نمی شود.

دو نوع روغن در این زمینه معرفی می شود:

۱. روغن AR (آزادسازی هوا)
۲. روغن B (بدون آزادسازی هوا)

این روغن های از پالایش نفت به دست می آیند و به گونه ای فرموله می شوند که در مقابل زنگ و اکسیداسیون مصنوبیت پایدار داشته باشند. همچنین خصوصیات افزوده ای جهت ارضای نیازمندی های عملکرد روانساز به هر کدام اضافه می شود.

روغن ها نباید حاوی بهبود دهنده ای شاخص لزجت نوعی از افزودنی هاست که از تغییرات محسوس لزجت نسبت به تغییرات دما جلوگیری می کند. هنگام تست روغن با نور گذرا، لایه ای به ضخامت تقریبی ۱۰ سانتیمتر در دمای محیط سنجیده می شود که ظاهر روغن باید روشن و تمیز و عاری از هرگونه ماده ای بیرونی قابل تشخیص با چشم غیر مسلح باشد. هنگام سنجش روغن با هر روشی، محدودیت های جداول ۱ و ۲ که به ترتیب حاوی خصوصیات روغن های AR و B هستند، باید ارجاع شود.

برای تعیین نقطه ای فلش و پایداری اکسیداسیون روش های تست دیگری که با توجه به تجربیات به دست آمده اند، هم مجاز است. شایان ذکر است که فرآورده های تولید شده بر اساس این استاندارد توانایی عملکرد در معرض آب یا هیدروژن را دارا هستند.

^{۶۳} Viscosity Index Improver

جدول ۱ - خصوصیات روغن توربین سری AR

روش تست		واحد	ویرگی
			viscosity grade (درجهٔ لزجت)
ISO 3104		$\frac{mm^2}{s}$	kinematic viscosity (لزجت) سینماتیکی در $40^\circ C$
	28.8		کمترین
	35.2		بیشترین
ISO 2909	-		viscosity index* (شاخص لزجت) min
ISO 3016	$^\circ C$	-6	pour point** (نقطه سیلان) max
ISO 3675	$\frac{kg}{dm^3}$	گزارش شود	Density in $15^\circ C$ (چگالی در $15^\circ C$) درجه
ISO 2592	$^\circ C$		flash point, min (نقطه فلش)
		177	Cleveland open cup
		165	Pensky - Martens closed cup
ISO 6618	$\frac{mgKOH}{g}$	گزارش شود	Total Acid Number (TAN)*** (شمارهٔ کل اسید)
ISO 6247	ml		foaming, max (کف کردن)
		450/nil	sequence I, $24^\circ C$

(ترتیب ۱) sequence II, 93.5°C (ترتیب ۲)		100/nil	100/nil	100/nil	
sequence III, 24°C (ترتیب ۳)		450/nil	450/nil	450/nil	
Air release at 50 °C (آزاد سازی هوا)	min	5	6	8	DIN 51381
water separability (تفکیک آب)					
1st method, max (روش اول)	s	300	300	360	DIN 51589 PART1
2nd method at 54 °C to 3ml emulsion, max ۵۴ (روش دوم در درجه تا ۳ میلی لیتر امولوسیون)	min	30	30	30	ISO 6614
rust- preventing properties after 24hr (خصوصیات ضد زنگ بعد از ۲۴ ساعت)	-	قبول	قبول	قبول	ISO 7120 Prodecure B
corrosiveness to copper, 3hr at 100°C, max rating (خورندگی نسبت به مس، سه ساعت در دمای ۱۰۰ درجه)	-	1b	1b	1b	ISO 2160
oxidation stability (مقاومت در مقابل اکسیداسیون)					

1st method (روش اول)					
total acidity, max (قابلیت اسیدی کل)	$\frac{mgKOH}{g}$	1.8	1.8	1.8	ISO 7624
sludge, max (لجن)	%	0.4	0.4	0.4	
2nd method (روش دوم)					ISO 4263
time to total acid number of 2, max (زمان لازم جهت رسیدن به شماره کل اسید ۲)	h	2000	2000	1500	

* ممکن است با توجه به الزامات نقطه ی سیلان، شاخص لزجت کوچکتری (در صورت توافق تولید کننده و مصرف کننده) که منجر به روغن نفتی می شود، مورد موافقت قرار گیرد.

** برای کاربردهای دما پایین، در صورت توافق تولید کننده و مصرف کننده، نقطه ی سیلان می تواند ۱۰ درجه ی سانتیگراد کمتر از مینیموم دمای روغن حین کار باشد.

*** شماره کل اسید اولیه، وابسته به وجود افزودنی های عملکردی است.

جدول ۲ - خصوصیات روغن توربین سری B*

روش تست		واحد	ویژگی
			viscosity grade (درجه ی لزجت)
ISO 3104	32		kinematic viscosity (lezget سینماتیکی) در ۴۰°C
	46	$\frac{mm^2}{s}$	کمترین
	68		بیشترین
ISO 2909	80	-	viscosity index** (شاخص لزجت) min

pour point *** (نقطه سیلان) max	°C	-6	-6	-6	ISO 3016
Density in 15°C (چگالی در ۱۵ درجه)	$\frac{kg}{dm^3}$	گزارش شود	گزارش شود	گزارش شود	ISO 3675
flash point, min (نقطه فلش)					
Cleveland open cup	°C	177	177	177	ISO 2592
Pensky - Martens closed cup		165	165	165	ISO 2719
Total Acid Number (TAN) **** (شماره ای کل اسید)	$\frac{mgKOH}{g}$	گزارش شود	گزارش شود	گزارش شود	ISO 6618
foaming, max (کف کردن)					
sequence I, 24°C (ترتیب ۱)	ml	400/nil	400/nil	400/nil	ISO 6247
sequence II, 93.5°C (ترتیب ۲)		100/nil	100/nil	100/nil	
sequence III, 24°C (ترتیب ۳)		400/nil	400/nil	400/nil	
water separability (تفکیک آب)					
1st method, max (روش اول)	s	300	300	360	DIN 51589 PART1
2nd method at 54 °C to 3ml emulsion, max (روش دوم در ۵۴ درجه تا ۳ میلی)	min	30	30	30	ISO 6614

لیتر امولوسيون)					
rust-preventing properties after 24hr (خصوصیات ضد زنگ بعد از ۲۴ ساعت)	-	قبول	قبول	قبول	ISO 7120 Prodecure B
corrosiveness to copper, 3hr at 100°C, max rating (خورندگی نسبت به مس، سه ساعت در دمای ۱۰۰ درجه)	-	1b	1b	1b	ISO 2160
oxidation stability (مقاومت در مقابل اکسیداسیون)					
1st method (روش اول)					ISO 7624
total acidity, max (قابلیت اسیدی کل)	$\frac{mgKOH}{g}$	1.8	1.8	1.8	
sludge, max (لجن)	%	0.4	0.4	0.4	ISO 4263
2nd method (روش دوم)					
time to total acid number of 2, max (زمان لازم جهت رسیدن به شماره ۲ اسید)	h	2000	2000	1500	

* هنگامی که کاربرد روغن، کنترل سیال در فشاری بیش از ۷۰ بار است، از اطلاعات جدول ۲ استفاده می شود.

** ممکن است با توجه به الزامات نقطه‌ی سیلان، شاخص لزجت کوچکتری (در صورت توافق تولید کننده و مصرف کننده) که منجر به روغن نفتی می شود، مورد موافقت قرار گیرد.

*** برای کاربردهای دما پایین، در صورت توافق تولید کننده و مصرف کننده، نقطه ی سیلان می تواند ۱۰ درجه ی سانتیگراد کمتر از مینیمم دمای روغن حین کار باشد.

**** شماره کل اسید اولیه، وابسته به وجود افزودنی های عملکردی است.

منابع و مراجع

استاندارد ایزو ۸۰۶۸ (فرآورده های نفتی و روансازها – روغن های روансاز نفتی برای توربین)

ISO 8068- Petroleum products & lubricants- Petroleum lubricating oils for turbines
(Categories ISO-L-TSA and ISO-L-TGA)- Specifications (1st edditon)

شماره ی مرجع

ISO 8068 : 1987 (E)

■ انکاتی پیرامون انتخاب کوپلینگ

برای انتخاب کوپلینگ، خریدار باید موارد زیر را مشخص کند:

۱. نوع کوپلینگ موردنیاز (دنده‌ای، انعطاف پذیر فلزی و ...)، شیوه‌ی اتصال به شفت (انتهای شفتهای فلنچ دار یکپارچه، هاب‌های جداشدنی، سطح داخلی مخروطی یا موازی، با خار یا بدون آن و ...) و جزئیات نصب (قطر شفت، در صورت وجود مخروط اعلام زاویه‌ی آن، تداخل، جزئیات پیچ‌های فلنچ و ...)
۲. سرعت نامی ماشین، دامنه‌ی سرعت عملکرد تجهیزات (ماکزیمم و مینیموم سرعت پیوسته) و سرعت تریپ، تعیین موقعی که ماشین محرک به صورت دی کوپله به سرعتی بالاتر از سرعت تریپ می‌رسد و مقدار آن سرعت.
۳. گشتاور نامی ماشین، گشتاور مورد نیاز در سرعت پیوستگی ماکزیمم
۴. مقدار ضریب کاربرد مناسب
۵. مقدار ضریب تجربه مناسب
۶. اندازه‌ی مورد انتظار، طبیعت و تعداد وقوع ناپایدارهای پیچشی ای که کوپلینگ باید خود را بدون آسیب با آن تطابق دهد.
۷. اندازه‌ی مورد انتظار گشتاورهای گذرای ناشی از شرایط کارکردی نامناسب، که کوپلینگ باید طی آن به کار ادامه دهد تا یکپارچگی سیستم حفظ شده و از تعطیلی واحد جلوگیری شود. شایان ذکر است که پس از تحمل این گشتاورهای گذراء کوپلینگ باید بازرسی و تعمیر شود.
۸. ماکزیمم نام محوری مورد انتظار برای کوپلینگ بر حسب آفست جانبی و آفست موازی و زاویه‌ی بین خط محورهای دو شفت با توجه به شرایط دمایی و سایر پارامترهای تاثیرگذار. همچنین مقدار ماکزیمم نام محوری گذرا در هنگام شروع به کار یا خاموشی یا سایر شرایط گذرا.
۹. فاصله‌ی محوری انتهای دو شفتی که قرار است با کوپلینگ به هم متصل شوند در حالتی که سرد و ساکن هستند و نقطه‌ی مرتعی که این فاصله نسبت به آن سنجیده می‌شود.
۱۰. تغییر مورد انتظار در فاصله‌ی محوری انتهای دو شفتی که قرار است با کوپلینگ به هم متصل شوند از حالتی که سرد و ساکن هستند تا حالت عملکرد نرمال با توجه به گرادیان دما و سایر پارامترهای تاثیر گذار. همچنین مقدار ماکزیمم این تغییر حین شروع به کار یا خاموشی یا تغییر بار یا سایر شرایط گذرا.

تذکرات

۱. توصیه می‌شود سرعت نامی ماشین، ماکزیمم سرعت پیوستگی باشد. البته در بعضی موارد مقادیر کمتر مناسب است. مثلا در مواردی که ماکزیمم ظرفیت گشتاور ماشین محرک در سرعت‌های پایین بیشتر است.
۲. گشتاور نامی ماشین نباید کمتر از ماکزیمم گشتاور پیوسته‌ی موردنیاز در هر شرایط کارکردی باشد. در مواردی که دو یا چند شفت متحرک از یک شفت محرک، به وسیله‌ی گیریکس با چند شفت یا هر دو انتهای شفت محرک تغذیه می‌شوند باید نهایت دقت را در اندازه‌گیری گشتاور نامی هر کوپلینگ لحاظ کرد.

۳. مقدار ضریب کاربرد (K_a) باید به گونه ای تعیین شود که تغییرات سیکلی گشتاور منتقل شده لحاظ شود. در حالت ایده آل، این ضریب باید به وسیله‌ی آنالیز پیچشی تمامی اجزای خط انتقال قدرت با توجه به هر تقویتی از اثرات رزونانس محاسبه شود. در غیاب آنالیز پیچشی، به طور مثال در مراحل ابتدایی انتخاب کوپلینگ، مقدار تقریبی ضریب کاربرد که در جدول ۱ ارائه شده است، قابل قبول است.

جدول ۱

ماشین محرک	ماشین متحرک	مقدار K_a
توربین یا الکترو موتور	ژنراتور	۱
	پمپ سانتریفیوژ و کمپرسور	۱.۲
	فن و کمپرسور ملخی	۱.۵
	پمپ های رفت و برگشتی یا کمپرسور با بیش از ۴ سیلندر	۱.۷۵
	پمپ های رفت و برگشتی یا کمپرسور با کمتر از ۴ سیلندر	باید با استفاده از آنالیز پیچشی تعیین شود
موتور رفت و برگشتی	همگی	باید با استفاده از آنالیز پیچشی تعیین شود

۴. مقدار ضریب تجربه (K_e) معمولاً $1/25$ است مگر اینکه مقدار گشتاور منتقل شده نامعین باشد یا مصرف کننده تصمیم به تخصیص ظرفیت استثنایی برای سیستم داشته باشد، که در این صورت مقادیر بالاتری هم انتخاب می‌شود. مقادیر بالاتر ضریب تجربه منجر به بزرگتر شدن سایز کوپلینگ و تاثیر روی دینامیک روتورهای ماشین‌های کوپل شده می‌شود. مقدار ضریب تجربه در هیچ شرایطی نباید کمتر از ۱ باشد ولی در بعضی از مواقع که حداقل یکی از ماشین‌های کوپل شده به جرم کوپلینگ حساس است و مقدار گشتاور منتقل شده نیز دقیقاً مشخص است می‌توان از مقادیر کمتر از $1/25$ هم استفاده کرد.

۵. در مواردی که از موتورهای آسنکرون یا موتورهای فرکانس متغیر به عنوان محرک استفاده می‌شود، حتماً باید گشتاورهای گذرای لحظات شروع به کار و خاموشی را لحاظ کرد.

ملزومات انتخاب کوپلینگ

۱. ابتدا باید مقدار گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ را مشخص کرد. گشتاور پیوسته‌ی نامی می‌تواند یک عدد یا تابعی از ناهم محوری زاویه‌ای، جابجایی محوری یا سرعت باشد. مقدار تعیین شده یا مقدار به دست آمده از تابع تعیین شده نباید از مقدار گشتاور پیوسته‌ی نامی به دست آمده از رابطه‌ی زیر کمتر باشد:

$$T_c = T_m \cdot K_a \cdot K_e$$

که در آن:

T_c : گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ

T_m : گشتاور نامی ماشین

همانطور که پیشتر بیان شد، مقدار اولیه‌ی ضریب تجربه $1/25$ و مقدار اولیه‌ی ضریب کاربرد از جدول ۱ به دست می‌آید.

۲. در این مرحله ماکزیم سرعت مجاز برای کل مجموعه‌ی کوپلینگ تعیین می‌شود. مقدار تعیین شده برای ماکزیم سرعت مجاز نباید کمتر از سرعت تریپ باشد. همچنین ماکزیم سرعت مجاز برای بخش سوار بر شفت محرك هنگامی که به صورت دی کوپله عمل می‌کند هم نباید کمتر از ماکزیم دو مقدار سرعت تریپ و ماکزیم سرعت دی کوپله تعیین شده، باشد.

۳. در این مرحله ماکزیم ناهم محوری زاویه‌ای پیوسته‌ی نامی در هر صفحه‌ی خمس تعیین می‌شود. این پارامتر می‌تواند به صورت یک مقدار یا به صورت تابعی از سرعت، گشتاور و جابجایی محوری بیان شود. این مقادیر نباید در هر صفحه بیش از $0/2$ درجه باشد. همچنین در صورت وجود ماکزیم ناهم محوری زاویه‌ای گذرای قابل قبول، مقدار آن نیز باید گزارش شود.

۴. کوپلینگ به گونه‌ای طراحی شده است که یکی از شرایط زیر شرایط طبیعی آن باشد:

/ شرایط ساکن و سرد

// شرایط کارکرد نرمال

مگر اینکه اطلاعاتی توسط مصرف کننده اعلام شده باشد که با توجه به آن شرایط طبیعی جدیدی انتخاب شود. مقدار جابجایی محوری در شرایط کارکرد نرمال بر اساس شرایط طبیعی انتخاب شده و حرکات محوری انتهای شفت تعیین می‌شود.

۵. در این مرحله ماکزیم جابجایی محوری نامی پیوسته از حالت طبیعی در هر جهت تعیین می‌شود که می‌تواند یک مقدار یا به صورت تابعی از سرعت، گشتاور و ناهم محوری زاویه‌ای باشد. شایان ذکر است که مقدار تعیین شده نباید کمتر از 1% ماکزیم دو مقدار قطر شفت محرك و قطر شفت متحرک باشد. همچنین در صورت وجود ماکزیم جابجایی محوری گذرای قابل قبول، مقدار آن نیز باید گزارش شود.

۶. در این مرحله رابطه‌ای بین گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ، ماکزیم ناهم محوری زاویه‌ای پیوسته‌ی نامی کوپلینگ و ماکزیم جابجایی محوری پیوسته‌ی نامی کوپلینگ (برای مواردی که مقدار ماکزیم هر یک نمی‌تواند به صورت همزمان با مقدار ماکزیم سایرین روی دهد) معرفی می‌شود.

۷. قابلیت کوپلینگ برای قبول ناهم محوری و جابجایی محوری به صورت پیوسته و در حین انتقال گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ در سرعت نامی خود نباید کمتر از ماکزیم ناهم محوری پیوسته‌ی تعیین شده و ماکزیم جابجایی محوری از حالت طبیعی انتخاب شده باشد.

۸. کوپلینگ باید توانایی انتقال 115% ماکزیم گشتاور گذرای تعیین شده را حین ماکزیم ناهم محوری پیوسته‌ی تعیین شده و ماکزیم جابجایی محوری تعیین شده برای مدت زمان و فرکانس کافی بدون آسیب دیدگی داشته باشد.

۹. جنس کوپلینگ باید با میزان سختی ای انتخاب شود که توانایی تحمل گشتاور در شرایط گذرای نامناسب را داشته باشد.

۱۰. کوپلینگ هنگامی که برای مدت و فرکانس کافی، ماکزیمم ناهم محوری و جابجایی محوری تعیین شده را تحمل می کند باید بتواند گشتاور پیوسته‌ی نامی کوپلینگ را انتقال دهد.

انتخاب کوپلینگ‌های فلندر

انتخاب سری کوپلینگ:

سری مناسب کوپلینگ با توجه به ماشین متحرک و اجزای انتقال قدرت تعیین می‌شوند. ضوابط معمول در تعیین سری در جدول ۱ آورده شده است. علاوه بر موارد ذکر شده قیمت کوپلینگ و موجود بودن آن نیز از دیگر ضوابط انتخاب نوع کوپلینگ است. همچنین در جدول ۲ سری کوپلینگ‌های مناسب برای پمپ‌های سانتریفیوژ معرفی شده است.

شایان ذکر است که برای کوپلینگ‌های سری FLUDEX که بیشتر روی شفت‌های دندانه دار سرعت بالا نصب می‌شود، نیاز به استفاده از ضربی کاربرد نیست.

انتخاب سایز کوپلینگ:

بار گشتاور روی کوپلینگ بر اساس توان خروجی ماشین متحرک و سرعت کوپلینگ تعیین می‌شود:

$$T_N = 9550 \frac{P_N}{n_N}$$

بار نامی کوپلینگ است و بر حسب Nm بیان می‌شود. واحد توان خروجی KW و واحد سرعت کوپلینگ rpm است.

بار گشتاور نامی به دست آمده از رابطه‌ی فوق باید ضرب در ضرایبی شود و پس از آن با گشتاور نامی کوپلینگ مقایسه شود. یک راه حل ایده آل ولی پرهزینه این است که مشخصه‌ی گشتاور کوپلینگ اندازه گیری شود. فلندر به همین منظور آداپتورهای مخصوصی را ارائه کرده است. همانطور که پیش تر بیان شد گشتاور نامی کوپلینگ گشتاوری است که کوپلینگ می‌تواند در صورت اعمال استاتیکی در دمای اتاق در مدت زمان استفاده‌ی مناسب آن را انتقال دهد. در کاتالوگ‌های کمپانی فلندر گشتاور نامی با نماد T_{kN} نشان داده شده است.

در واقع ضربی کاربرد به این جهت تعیین شده است که گشتاور ایده آل مرتبط سازد. با توجه به استاندارد DIN 1-3990-1 ضربی کاربرد برای مصارف مختلف از جدول ۳ قابل برداشت است. برای فهم بهتر این جدول، در جدول ۴ به ارائه‌ی مثال هایی پرداخته می‌شود. ضربی دیگری به نام ضربی دما وجود دارد که مقدار آن در جدول ۵ ارائه شده است. لازم به ذکر است که در سری‌های ZAPEX و ARPEX نیازی به در نظر گرفتن ضربی دما نیست. توضیحات پیرامون جنس الاستومر در جدول ۶ ارائه شده است.

بعد از مشخص شدن ضرائب کاربرد و دما می‌توان از رابطه‌ی زیر جهت انتخاب سایز کوپلینگ استفاده کرد:

$$T_{KN} \geq T_N \times FB \times FT$$

گشتاور ماکریم، بیشترین باری است که در حین عملکرد عادی کوپلینگ به آن وارد می‌شود. از گشتاورهای ماکریمی که بیشتر از ۲۵ بار در ساعت اتفاق می‌افتد باید پرهیز شود و باید مقدار آن را به کمتر از گشتاور ماکریم کوپلینگ باشد. گشتاور ماکریم معمولاً در یکی از شرایط زیر اتفاق می‌افتد:

۱. شروع به کار
۲. پایان کار
۳. عملکرد با بیشترین بار

گشتاور اضافه ظرفیت بیشترین باری هستند که تنها در شرایط نادر و خاص بر کوپلینگ تحمیل می‌شوند. اتصال کوتاه شدن موتور و توقف ضروری و ناگهانی عملکرد به دلیل شکست یکی از اجزا نمونه هایی از موقع اضافه ظرفیت است. گشتاور اضافه ظرفیت نباید بیشتر از یکبار در ماه اتفاق بیفتد و باید مقدار آن کوچکتر از حد اضافه ظرفیت کوپلینگ باشد. گشتاور اضافه ظرفیت در کسری از ثانیه اتفاق می‌افتد.

با توجه به دو بند فوق، برای تعیین سایز کوپلینگ باید:

$$T_{K\max} \geq T_{max} \times FT$$

$$T_{KOL} \geq T_{OL} \times FT$$

با اعمال ضریب فرکانس گشتاور دینامیکی باید کمتر از گشتاور خستگی کوپلینگ باشد. یعنی:

$$T_{KW} \geq T_W \times FF \times \frac{1.5}{FB-1}$$

برای تعیین ضریب فرکانس :

۱. اگر فرکانس بار گشتاور دینامیکی کمتر از ۱۰ هرتز باشد، ضریب فرکانس برابر ۱ است.
۲. اگر فرکانس بار گشتاور دینامیکی بیشتر از ۱۰ هرتز باشد، ضریب فرکانس برابر $\sqrt{\left(\frac{f_{err}}{10}\right)}$ است. که در آن f_{err} فرکانس بار گشتاور دینامیکی است.
۳. اگر کوپلینگ از سری های ZAPEX و ARPEX باشد ضریب فرکانس هموار ۱ است.

$$n_{K\max} \geq n_{max} \quad : \quad \text{گام بعدی سنجش میزان ماکریم سرعت است. در تمامی بارها باید:}$$

سپس باید ناهم محوری مجاز شفت را در نظر گرفت. به صورتی که ناهم محوری شفت همواره باید کمتر از ناهم محوری مجاز شفت باشد. در مرحله‌ی بعدی باید قطر کوپلینگ، هندسه‌ی نصب و طرح کوپلینگ مورد بررسی قرار گیرد. این بررسی باید طبق جداول ابعاد صورت گیرد. ماکریم قطر با توجه طبق استاندارد DIN 6885 برای جاخاری موازی تعیین می‌شود. برای سایر هندسه‌های جاخاری می‌توان قطر کوپلینگ را کاهش داد.

سری‌های مختلف کوپلینگ‌ها، رفتارهای مختلفی در مقابل بار اضافه ظرفیت نشان می‌دهند:

۱. سری های ZAPEX، ARPEX، N-EUPEX، RUPEX، BIPEX قابلیت مقابله با بارهای اضافه ظرفیت تا شکست بخش فلزی را دارند. این سری ها ایمن در مقابل شکست ساخته شده اند.

۲. سری های N-EUPEX DS، ELPEX-B، ELPEX-S، ELPEX در مقابل بار اضافه ظرفیت می شکنند. در لحظه ای اعمال بار اضافه ظرفیت قطعه ای الاستومری این کوپلینگ ها به گونه ای غیرقابل تعییر آسیب می بینند در حالی که آسیبی به بخش فلزی وارد نمی شود. این سری ها غیر ایمن در مقابل شکست ساخته شده اند. این سری کوپلینگ ها می توانند به قطعاتی با نام ایمن در مقابل شکست مجهز شوند. این قطعه ای اضافی قابلیت ادامه عملکرد در موارد اضطراری بعد از آسیب دیدن جز الاستومری را فراهم می سازند.

مرحله ای بعدی بررسی اتصال هاب و شفت است. گشتاورهای تعیین شده در جداول نرخ توان کوپلینگ ها الزاماً به شفت و هاب وارد نمی شوند. بسته به نوع اتصال هاب و شفت اثبات پایداری ترکیب ضروری است. جدول ۷ بسته به نوع اتصال روش های محاسباتی اثبات پایداری ترکیب را معرفی می کند.

هاب کوپلینگ معمولاً هم تراز با سطح انتهایی شفت نصب می شود، به همین دلیل امکان برخورد آن با سایر قطعات باید بررسی شود. اگر شفت پس کشید، باید علاوه بر ظرفیت بار بیرینگ اتصال شفت و هاب، موقعیت صحیح هاب هم تضمین شود. اگر طول هاب یاتاقان ناکافی بود، نیروهای مصحح منجر به سایش و اختلال در ایمنی محوری می شود. با توجه به عبارات فوق، پیچ تنظیم روی شفت به اندازه ای کافی بلند باید نصب شود یا خار موازی استفاده شود.

در انتهای باید محیط شیمیایی خورنده و دما را نیز لحاظ کرد. کمترین دمای مجاز کوپلینگ در جدول ۵ ارائه شده است. در محیط شیمیایی خورنده نیز باید با تولید کننده مشورت شود.

جدول ۱

ضوابط انتخاب سری	
دامنه گشتاور	گشتاور نامی کوپلینگ
دامنه سرعت	سرعت جانبی
بار گشتاور	یکتا نا یکتا خشن خیلی خشن
نصب و هم محوری	نصب صلب، به خوبی تنظیم شده نصب صلب، به تقریب تنظیم شده نصب انعطاف پذیر
سفتی پیچشی	صلب پیچشی صلب انعطاف پذیر بسیار انعطاف پذیر
انتقال گشتاور	بدون پس زنی گشتاور پس زنی گشتاور کم ظرفیت دوام آوردن تحت گشتاور بیش از حد
اسمبلی	asmblی وصل کردنی (مانند زدن دوشاخه به پریز) به وسیله ی بوش مخروطی مهار کننده
نگهداری	اجزای سایشی به آسانی پیاده شوند بی نیاز به نگهداری کم نیاز به نگهداری (هر ۱ سال)
محیط	ATEX 94/9/EC دامنه دمای عملکردی خورنده شیمیایی
جنس کوپلینگ	آهن ریخته گری فولاد فولاد ضد زنگ
اجزای اضافی	آداتور دیسک شکست درام شکست محدود کننده پس زنی محوری تغییر دنده نوع فلنچ SAE J620d فلنچ

جدول ۲

محرک	ضریب کاربرد	FLUDEX	ZAPEX	ARPEX	N-EUPEX	RUPEX	BIPEX	ELPEX-B	ELPEX-S	ELPEX
الکتروموتور بدون گیربکس	1 - 1.5	✓	✓	✓	✓	معمول نیست - ممکن است	معمول نیست - ممکن است	✓	✗	✗
الکتروموتور با گیربکس	1 - 1.5	✓	✓	✓	✓	✓	معمول نیست - ممکن است	✓	✗	✗

جدول ۳

ضریب کاربرد (FB)		مشخصه‌ی گشتاور ماشین متحرک			
مشخصه‌ی گشتاور ماشین محرک	یکتا	یکتا با شوک‌های ملایم	غیر یکتا	خیلی خشن	
یکتا	1	1.25	1.5	1.75	
یکتا با شوک‌های ملایم	1.25	1.5	1.75	2	
غیر یکتا	1.5	1.75	2	2.5	

جدول ۴

نمونه‌هایی از مشخصه گشتاور ماشین محرک	
یکتا	الکتروموتور‌ها با شروع به کار ملایم، توربین‌های بخار
یکتا با شوک‌های ملایم	الکتروموتور‌ها بدون شروع به کار ملایم
غیر یکتا	موتور‌های احتراق داخلی
نمونه‌هایی از مشخصه گشتاور ماشین متحرک	
یکتا	ژنراتور‌ها، پمپ‌های سانتریفیوژ برای سیالات سبک
یکتا با شوک‌های ملایم	پمپ‌های سانتریفیوژ برای سیالات ویسکوز، آسانسور‌ها، ابزارآلات ماشینی، سانتریفیوژ‌ها، اکسترود کننده‌ها، دمنده‌ها، دستگاه‌های بالابر
غیر یکتا	ماشین‌های حفاری، خمیرگیر، نقاله‌ها، دستگاه‌های پرس، دستگاه‌های نورد و فرز کاری
خیلی خشن	دستگاه‌های سنگ‌شکن، ماشین‌های حفاری، دستگاه‌های قطع کن، ماشین کاری آهن (ذوب کننده)

جدول ۵

نرخ دمای FT	دمای کوپلینگ T_a											
	جنس ایستو مر	دما ^{°C} بین	-30°C	$-30 < T_a \leq 50°C$	$50 < T_a \leq 60°C$	$60 < T_a \leq 70°C$	$70 < T_a \leq 80°C$	$80 < T_a \leq 90°C$	$90 < T_a \leq 100°C$	$100 < T_a \leq 110°C$	$110 < T_a \leq 1200°C$	
کوپلینگ												
N-EUPEX	NBR	-30	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-
N-EUPEX	NR	-50	1.1	1	-	-	1.25	1.25	-	-	-	-
N-EUPEX	HNBR	-30	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-
N-EUPEX DS	NBR	-30	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-
RUPEX	NBR	-30	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-
RUPEX	NR	-50	1.1	1	1	-	-	-	-	-	-	-
RUPEX	HNBR	-30	-	1	1	1	1.25	1.25	-	-	-	-
BIPEX	TPU	-30	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-
ELPEX	NR	-40	1.1	1	1.25	1.6	-	-	-	-	-	-
ELPEX-B	NR	-50	1.1	1	-	-	-	-	-	-	-	-
ELPEX-B	CR	-15	-	1	1	-	-	-	-	-	-	-
ELPEX-S SN,NN,WN	NR	-40	1.1	1	1.25	1.6	-	-	-	-	-	-
ELPEX-S NX	VMQ	-40	1.1	1	1	1	1	1.1	1.25	1.4	1.6	

جدول ۶

نام	جنس
NR	لاستیک طبیعی، لاستیکی طبیعی-ساختگی
NBR	لاستیک نیتریل بوتادن (پربونان)
HNBR	لاستیک بوتادن اکریلونیتریل هیدراته
CR	لاستیک کلروپرن
VMQ	سیلیکون
TPU	پلی اورتان

جدول ۷

نوع اتصال	روش توصیه شده
جاخاری طبق DIN 6885-1	DIN 6892
فیت کردن اقباضی	DIN 7190
هزارخار طبق DIN 5480	-
فلنج پیچ شده	VDI 2230
close-fitting bolt	-

جمع بندی

با توجه به موارد ذکر شده، برای انتخاب کوپلینگ مناسب الگوریتم زیر ارائه می شود:

گام اول) تعیین شرایط کارکرد کوپلینگ

برای انتخاب کوپلینگ، اولین گام تسلط بر خواسته ها از کوپلینگ و شرایط محیطی حین کارکرد آن است. تعیین موارد عنوان شده در جدول ۱ اولین گام در انتخاب کوپلینگ مناسب است.

گام دوم) انتخاب سری

با توجه به خواسته ها و شرایط عملکردی تعیین شده در گام اول، همچنین با استفاده از کاتالوگ ارائه شده توسط کمپانی سازنده سری کوپلینگ انتخاب می شود.

گام سوم) تعیین ضریب کاربرد

با استفاده از جدول ۳ ضریب کاربرد مناسب تعیین می شود.

گام چهارم) تعیین ضریب دما

با استفاده از جدول ۵ ضریب دما مشخص می شود.

گام پنجم) تعیین بار ایده آل گشتاور روی کوپلینگ

بار گشتاوری که کوپلینگ تحمل می کند از رابطه زیر به دست می آید:

$$T_N = 9550 \frac{P_N}{n_N}$$

گام ششم) تعیین بار واقعی گشتاور روی کوپلینگ

با ترتیب اثر دادن ضرایب کاربرد و دما می توان گشتاور ایده آل را به گشتاور واقعی تبدیل کرد:

$$T'_N = T_N \times FB \times FT$$

گام هفتم) تعیین گشتاور ماکریم واقعی

گشتاور ماکریم با توجه به دمای عملکرد کوپلینگ برابر است با:

$$T'_{\max} = T_{\max} \times FT$$

گام هشتم) تعیین گشتاور اضافه ظرفیت واقعی

گشتاور اضافه ظرفیت با توجه به دمای عملکرد کوپلینگ برابر است با:

$$T'_{KOL} = T_{KOL} \times FT$$

گام نهم) تعیین ضریب فرکانس کوپلینگ

۱. اگر فرکانس بار گشتاور دینامیکی کمتر از ۱۰ هرتز باشد، ضریب فرکانس برابر ۱ است.

۲. اگر فرکانس بار گشتاور دینامیکی بیشتر از ۱۰ هرتز باشد، ضریب فرکانس برابر $\sqrt{\left(\frac{f_{err}}{10}\right)}$ است. که در آن f_{err} فرکانس بار گشتاور دینامیکی است.

۳. اگر کوپلینگ از سری های ZAPEX و ARPEX باشد ضریب فرکانس همواره ۱ است.

گام دهم) تعیین بار دینامیکی واقعی کوپلینگ

بار دینامیکی واقعی کوپلینگ از رابطه i زیر محاسبه می شود:

$$T'_W = T_W \times FF \times \frac{1.5}{FB-1}$$

گام یازدهم) انتخاب سایز کوپلینگ

با مراجعه به کاتالوگ شرکت سازنده i کوپلینگ، جدول خصوصیات سری کوپلینگ را پیدا کرده و سایزی را انتخاب می کنیم که تمامی شرایط جدول زیر را ارضاء کند:

۱	$T_{KN} \geq T'_N$
۲	$T_{Kmax} \geq T'_{max}$
۳	$T_{KOL} \geq T'_{OL}$
۴	$T_{KW} \geq T'_W$
۵	$n_{Kmax} \geq n_{max}$
۶	ناهم محوری کمتر از ماکریم ناهم محوری کوپلینگ باشد.
۷	قطر کوپلینگ با قطر شفت هم خوانی داشته باشد.
۸	نوع اتصال هاب و کوپلینگ مشخص شود.

منابع و مراجع

۱- استاندارد ایزو ۱۰۴۴۱

ISO 10441- Petroleum and natural gas industries- Flexible couplings for mechanical power transmission- Special purpose applications

شماره مرجع:

Bs EN ISO 10441:1999

۲- کاتالوگ کوپلینگ های فلندر

FLENDER standard couplings- Catalog MD 10.1.2009

شرکت آریا سپهسالان

آدرس دفتر مرکزی: تهران، میدان آزادی، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه ۲

تلفن: ۰۵۷-۸۸۸۱۶۷۹-۸۸۸۱۳۴۶۱۳۴۶

تلفکس: ۸۸۸۱۳۴۶۴