



طراحی توربین پلتون مورد استفاده در پمپ سانتریفیوژ سامانه اسمز معکوس جهت بازیافت انرژی

عبدالله اسکندری ثانی *

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۱۰/۰۶
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۲/۱۷
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۴/۰۳
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۴/۰۶

کلمات کلیدی:

توربین پلتون
شیر تنظیم
تحلیل عددی
منحنی عملکرد
آب شیرین کن اسمز معکوس

خلاصه: در این مقاله، با استفاده از روابط تحلیلی و شبیه‌سازی عددی، محاسبات طراحی مربوط به نازل شیر تنظیم جریان و پروانه توربین پلتون انجام شده است. این توربین بر روی یک پمپ سانتریفیوژ طبقاتی جهت تأمین بخشی از توان ورودی در سامانه تولید آب شیرین به روش اسمز معکوس استفاده شده است. بدین منظور ابتدا با استفاده از روابط توربومشین‌ها، محاسبات ابعادی پره توربین جهت سنکرون کردن آن با پمپ انجام شد. سپس نازل شیر تنظیم به صورت سه بعدی مدل‌سازی و با استفاده از نرم افزار انقیس برای قطرهای خروجی مختلف، تحلیل شد. برای بدست آمدن نقطه کار کل سامانه، از تلاقی منحنی عملکرد پمپ، توربین، و منحنی شیر تنظیم نازل، استفاده شد. برای اعتبار سنجی نتایج، پروانه توربین و شیر تنظیم در ابعاد اصلی از جنس فولاد آلیاژی داپلکس ساخته و بر روی پمپ نصب شدند. نتایج حاصل از تست که در محل نصب سامانه تصفیه آب شیرین انجام شد، انطباق بسیار خوبی با داده‌های عددی و تحلیلی نشان می‌دهد. اندازه‌گیری‌ها نشان داد سنکرون شدن توربین در نقطه کاری پمپ، بیش از ۲۶ درصد باعث کاهش برق مصرفی شده است. به دلیل روابط تشابه، نتایج بدست آمده را می‌توان برای دوره‌های دیگر پمپ نیز تعمیم داد.

۱- مقدمه

پمپ فشار بالا استفاده می‌شود. این سامانه‌ها می‌توانند تا ۳۰ درصد توان ورودی پمپ را تأمین کنند. سامانه‌های بازیافت انرژی انواع مختلفی دارند که از جمله می‌توان به سامانه‌های توربوشارژر و توربین پلتون اشاره نمود.

ایران از جمله ۱۰ کشور اول جهان در استخراج آب از منابع زیر زمینی برای مصارف کشاورزی و شرب محسوب می‌شود. این بدان معناست که در آینده حتی با بالاترین راندمان و بهره‌وری ممکن در مصرف آب، برای تأمین نیازهای اصلی، آب کافی در اختیار نخواهد بود [۱]. از این رو استفاده از سامانه‌های تصفیه آب‌های شور که عمدتاً از آب دریا تغذیه می‌شوند به عنوان روشی جایگزین در بسیاری از کشورها، رایج شده است که تعداد زیادی از آنها با فن‌آوری اسمز معکوس^۱، انجام می‌شود [۲]. استفاده از این روش در کشور ما نیز در سال‌های اخیر متداول شده است. به منظور کاهش توان ورودی به این سامانه، که عمدتاً توسط پمپ فشار بالا مصرف می‌شود، معمولاً از سامانه‌های بازیافت انرژی استفاده می‌شود. در این روش از انرژی آب شور برگشتی از فیلترها که هنوز دارای فشار بالاست برای تأمین بخشی از توان ورودی

در این مقاله به نحوه طراحی و همساز نمودن توربین پلتون به عنوان یکی از سامانه‌ها بر اساس مبانی نظری و آزمون‌های تجربی پرداخته شده است. در این روش از سامانه بازیافت انرژی، آب شور پرفشار برگشتی از فیلترهای، توسط یک شیر تنظیم به مجرای باریکی که همانند یک نازل عمل می‌کند هدایت می‌شود و انرژی پتانسیل آب که بصورت فشاری است به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود تا آب با سرعت بالا به سمت پره‌های توربین پلتونی که بر روی محور پمپ نصب شده است پرتاب شده و باعث حرکت دورانی آن شود. محاسبات مربوط به طراحی پره توربین از جنبه‌های گوناگون مورد توجه است که در ادامه به برخی پژوهش‌های صورت گرفته در این زمینه اشاره شده است. توربین پلتون، در قیاس با توربین فرانسسیس، برای دبی‌های

1 Reverse Osmosis (RO)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: a.eskandari@pnu.ac.ir



دینامیک سیالات محاسباتی، پژوهش‌هایی در زمینه شبیه‌سازی میدان جریان درون کاسه پره توربین و اندرکنش آن با جت جریان صورت گرفته است که از جمله می‌توان به کارهای انجام شده توسط کوبوتا^{۱۱} و همکاران [۱۱]، پارکینسون و همکاران [۲۱]، موگلی^{۱۲} و همکاران [۱۳]، اشاره نمود. شهرام درخشان و همکاران نیز در سال ۱۳۹۳ شمسی، تاثیر پارامترهای هندسی و فیزیکی را به صورت عددی و تجربی بر روی عملکرد میکرو توربین پلتون بررسی کردند [۱۴].

۲- بیان مسأله

هدف از این تحقیق، طراحی توربین پلتون و نازل شیر تنظیم جریان مورد استفاده در پمپ سانتریفیوژ چند طبقه موجود در یکی از سایت‌های تولید آب شیرین به روش اسمز معکوس با هدف بازیافت انرژی است. برای اعتبار سنجی محاسبات و نتایج تحلیلی و عددی بدست آمده، توربین و شیر تنظیم با ابعاد اصلی ساخته شده و در سایت مربوطه بر روی پمپ نصب شده و تست عملکرد صورت گرفته است.

۲-۱- مشخصات مجموعه آب شیرین کن

مجموعه تولید آب شیرین در یکی از بندرهای جنوب کشور با ظرفیت تولید ۳۰۰۰ متر مکعب آب شیرین در شبانه روز احداث گردیده است که آب ورودی آن از آب دریا با جامدات نامحلول^{۱۳} بیش از ۵۰/۰۰۰ ppm است. آب ورودی از طریق چاه احداث شده در مجاورت دریا از طریق یک پمپ درون چاهی استخراج و در یک مرحله توسط پمپ‌های تغذیه اولیه به فشار ۴ بار می‌رسد. بعد از اعمال فیلتر اولیه آب به ورودی پمپ فشار بالا هدایت می‌شود. مشخصات هیدرولیکی این پمپ بدین صورت است که می‌تواند دبی ۳۲۵ متر مکعب در ساعت آب را به فشار ۵۴ بار با سرعت دورانی ۲۷۰۰ دور در دقیقه پمپاژ کند. طرح اضافه کردن توربین برای جبران توان ورودی به سیکل عملکرد این سامانه اضافه شده است که به صورت شماتیک در شکل ۱ نشان داده شده است.

مقدار توان مصرفی پمپ را می‌توان مطابق رابطه (۱) محاسبه کرد:

$$P_{in} = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (1)$$

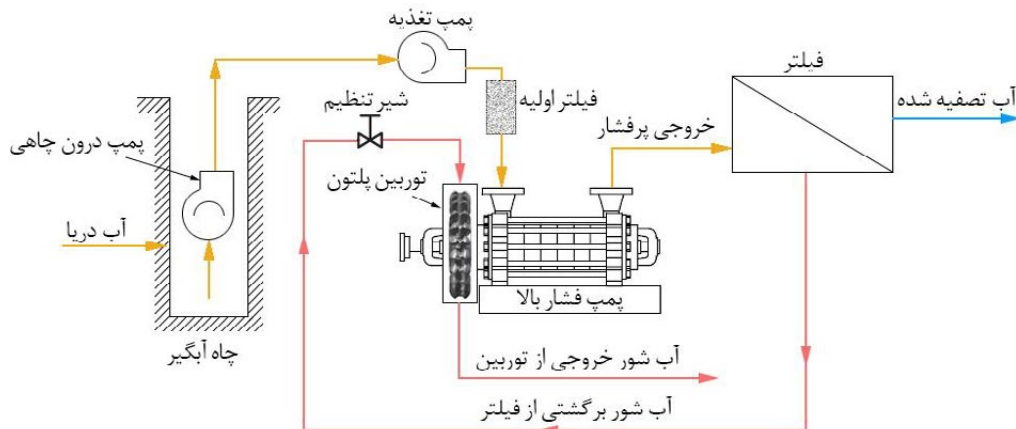
- 11 Kubota
12 Muggli
13 Total Dissolved Solids (TDS)

کمتر اما پرفشار کاربرد دارد. اگرچه بیش از صد سال از این نوع از توربین استفاده می‌شود، اما تا اواخر دهه ۹۰ میلادی، پیشرفت قابل ملاحظه‌ای در نحوه طراحی و بهینه سازی عملکرد آن صورت نگرفته است. در سال ۲۰۰۰، ژانگ^۱ به صورت تجربی بر روی جت جریان ورودی به توربین مطالعاتی انجام داد. او همچنین کارهای تکمیلی‌تری در این خصوص در یکی از شرکت‌های تولید برق هیدروالکتریکی در سال‌های ۲۰۰۴ تا ۲۰۰۷ میلادی انجام داد که نتایج آن در نشریه‌های پژوهشی و بعدها در کتابی منتشر شد [۳]. البته امروزه با پیشرفت قابل ملاحظه‌ای که در طراحی و ساخت پره‌های توربین به روش‌های ریخته گری دقیق^۲ صورت گرفته است و نیز تولید جت جریان با کیفیت مناسب، راندمان هیدرولیکی این نوع توربین تا حدود ۹۰ درصد نیز رسیده است [۳]. پیشرفت‌هایی که در حوزه معادلات اساسی مکانیک سیالات مرتبط با نحوه طراحی و ساخت توربین پلتون در سال‌های اخیر صورت گرفته است، می‌توان در مقالات اچ برکی^۳ [۴]، ای پارکینسون^۴ [۵]، گیسیک^۵ و همکاران [۶] ملاحظه نمود. البته اندازه‌گیری مستقیم پارامترهای جریان درون کاسه پره توربین^۶ به روش‌های تجربی بسیار مشکل است و در اکثر موارد تنها اندرکنش بین جت و کاسه‌های در حال دوران و نیز جریان خروجی از پره مورد مطالعه بوده است.

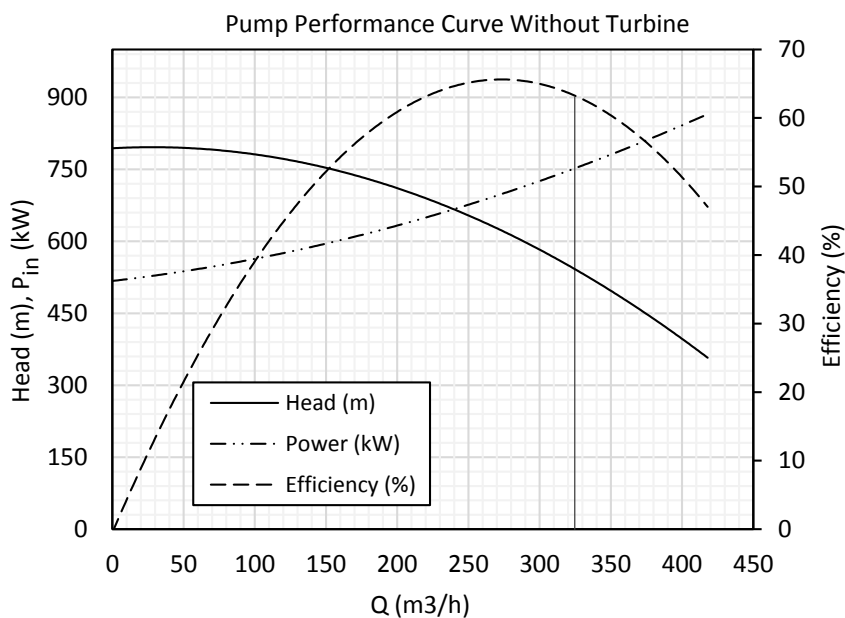
مطالعات تجربی صورت گرفته در این خصوص عمدتاً برای اندازه‌گیری فشار در کاسه پره، توسط آنگرن^۷ [۷]، ویسینسکی و همکاران^۸ [۸]، و پرینگ^۹ [۹] انجام شده است. البته برخی اندازه‌گیری‌های تجربی بر روی پره‌های ثابت توربینی که در مقابل جت آب قرار داده شده بود، نیز صورت گرفته است که برای مثال می‌توان به پژوهش انجام شده توسط ژوپ^{۱۰} و همکاران اشاره کرد [۱۰]، اما نتایج آن را نمی‌توان به پره توربین در حال حرکت نیز تعمیم داد.

امروزه با پیشرفت روش‌های عددی تحلیل جریان مبتنی بر

- 1 Zh. Zhang
2 Investment casting
3 Brekke,
4 Menny
5 Parkinson
6 Bucket
7 Angehrn
8 Kvicinsky
9 Perrig
10 Zoppe'



شکل ۱: نمای شماتیک طرح پیشنهادی برای سیکل عملکرد پکیج آب شیرین کن مورد مطالعه
 Fig.1: Schematic View of the proposed plan for the cycle performance package.



شکل ۲: منحنی عملکرد پمپ فشار بالا بدون توربین پلتون، شرکت سازنده پمپ: SULZER
 Fig.2: High pressure pump performance curve before installation of turbine

مصرفی به ازای هر متر مکعب آب شیرین را در حدود $5/8 \text{ kWh/m}^3$ خواهد بود. انتظار این است که با اضافه شدن توربین، توان مصرفی کاهش یابد.

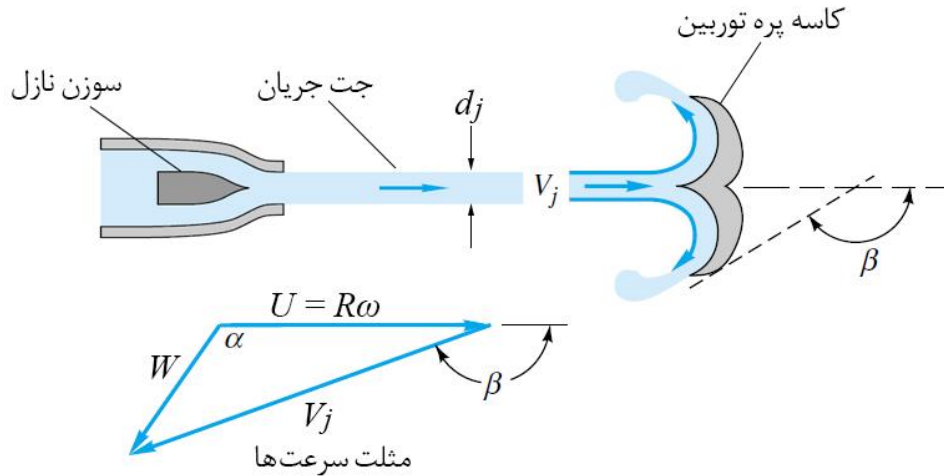
۳- محاسبات پره توربین

توربین پلتون در زمره توربین‌های تکانه‌ای^۱ قرار دارد، زیرا انرژی وارد شده به کاسه‌های توربین به صورت ضربه‌ای است و کل پره

که در آن P_{in} توان ورودی پمپ، ρ چگالی آب، Q دبی حجمی، H هد، g شتاب گرانش و η راندمان در نقطه کار پمپ است. منحنی عملکرد پمپ بدون توربین مطابق با نتایج تست سازنده آن در شکل ۲ نشان داده شده است:

در نقطه کار پمپ، که در منحنی با خط مستقیم نشان داده شده است، در دبی $325 \text{ m}^3/\text{h}$ ، توان ورودی در حدود 753 kW اندازه‌گیری شده است. تولید آب شیرین در حدود ۴۰ درصد دبی ورودی یعنی در حدود $130 \text{ m}^3/\text{h}$ خواهد بود. بنابراین میزان توان

1 Impulse turbine



شکل ۳: نمایی شماتیک از کاسه پره توربین و جت جریان آب و نیز مثلث سرعت‌ها در خروج از کاسه توربین
Fig.3: Schematic View the jet flow and velocity diagram.

دورانی توربین، شعاع گام پره^۲ و α زاویه بین سرعت نسبی و سرعت خطی در مقطع خروجی جریان از کاسه توربین است. اگر هد ورودی به شیر تنظیم H_i ، در خروج از آن H_o و افت هد در مسیر بین این دو مقطع H_l باشد، بر اساس رابطه برنولی برای این دو مقطع می‌توان نوشت:

$$\frac{1}{\rho g} P_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2g} = \frac{\bar{V}_j^2}{2g} + H_l \quad (4)$$

که در آن در \bar{V}_j و \bar{V}_i سرعت به ترتیب سرعت در مقطع ورودی و سرعت جت جریان بعد از نازل و P_i فشار پیمانه‌ای، در مقطع ورودی شیر نازل است. به دلیل تخلیه اتمسفریک جریان، تمامی هد، به هد سرعتی تبدیل می‌شود. در این رابطه، همانطور که گفته شد در مقطع ورودی بخشی از هد بصورت فشاری و بخش دیگری از آن به صورت سرعتی و ناچیز است اما در مقطع خروجی تمام هد به صورت سرعتی است. از رابطه فوق می‌توان سرعت جت جریان در خروجی از نازل (که تقریباً با سرعت برخورد جت با کاسه توربین برابر است) را بدست آورد:

$$\bar{V}_j = \sqrt{2g(H_i - H_l)} = \sqrt{2gH_o} \quad (5)$$

که در آن H_i از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$H_i = \frac{1}{\rho g} P_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2g} \quad (6)$$

توربین همانند توربین‌های عکس‌العملی^۱ در سیال پرفشار مستغرق نیست. آب ورودی به نازل که دارای انرژی فشاری است بعد از نازل به فشار اتمسفر می‌رسد و تمامی انرژی آن به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود. همانطور که در شکل ۳ به صورت شماتیک نشان داده شده است، جت جریان بعد از خروج از نازل به کاسه برخورد کرده و در راستای مماس با جداره کاسه از آن خارج می‌شود.

۳-۱- محاسبات جت جریان خروجی از نازل

از آنجایی که خود پره توربین با سرعت دورانی در حال حرکت است با توجه به مثلث سرعت‌ها در مقطع خروج از کاسه توربین، نیرو و توان تئوری منتقل شده از جت جریان به کاسه را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$F = \rho Q_T (V_j - U)(1 - \cos \beta) \quad (2)$$

$$P = FU = \rho Q_T U (V_j - U)(1 - \cos \beta) \quad (3)$$

در این دو رابطه، F نیرو، Q_T دبی جت جریان خروجی از نازل، V_j سرعت جریان جت هنگام برخورد به کاسه توربین، U سرعت خطی کاسه ناشی از دوران پره توربین، β زاویه جریان خروجی از کاسه توربین و P توان تئوری منتقل شده است. در مثلث سرعت‌ها در شکل ۳، W سرعت نسبی، ω سرعت

2 Pitch radius

1 Reaction turbine

بدست آید. سرعت مخصوص توربین پلتون (از ۴ تا حدود ۴۰ دور بر دقیقه) متغیر است. معمولاً بهترین راندمان در حدود سرعت مخصوص ۱۷ اتفاق می‌افتد. [۱۶].

سرعت مخصوص از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود:

$$Ns = \omega(r / \text{min}) \frac{(P_{out} (kW))^{1/2}}{(H_i (m))^{5/4}} \quad (10)$$

که در این رابطه P_{out} توان تولیدی توربین است که از رابطه (۱۱) بدست می‌آید:

$$P_{out} (kW) = \eta \times 9.81 \times \rho_w \times H_i (m) \times Q_T (m^3 / s) / 1000 \quad (11)$$

که در آن ρ_w چگالی آب است. اگر راندمان را در سرعت مخصوص ۱۷ در حدود ۹۰ درصد و چگالی آب را ۱۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب در نظر بگیریم، از ترکیب دو رابطه (۱۰) و (۱۱) خواهیم داشت:

$$H_i (m) = \omega^{\frac{4}{3}} (rpm) \times Q_T^{\frac{2}{3}} (m^3 / s) / (10.2) \quad (12)$$

این رابطه نشان می‌دهد هد ورودی به شیر تنظیم برای یک سرعت دورانی مشخص باید نسبت به دبی چگونه تنظیم شود تا حداکثر راندمان بدست آید. از این رابطه برای بدست آوردن شرایط بهینه شیر تنظیم در بخش بعدی استفاده شده است.

۲-۳- محاسبات ابعاد کاسه پره توربین

ابعاد هندسی پره توربین به دو پارامتر مشخصات جریان ورودی و نیز محدودیت سرعت دورانی بستگی دارد. همانطور که گفته شد، در این مقاله به دلیل اینکه برای تولید برق بطور مستقیم از توربین استفاده نمی‌شود و از توان تولیدی برای کمک به موتور بهره گرفته می‌شود، سرعت دورانی تا حد زیادی تابع سرعت پمپ است و با توجه به اینکه پمپ فشار بالا به صورت دور متغیر کار می‌کند، توربین می‌تواند در سرعت‌های مختلف کار کند. دو نمای از بالا و جانبی کاسه پره توربین در شکل ۴ نشان داده شده است.

مقدار زاویه خروجی جریان، β در عمل باید کمتر از ۱۸۰ درجه باشد تا شیب منفی برای جدا شدن از قالب ریخته‌گری مشکل ایجاد نشود. مقدار این زاویه از ۱۶۵ تا ۱۷۰ درجه متغیر است [۳]. در این

معمولاً سرعت \bar{V}_j به صورت تابعی از هد ورودی مطابق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\bar{V}_j = C_v \sqrt{2gH_i} \quad (7)$$

که در آن C_v ضریب افت است. با مقایسه روابط (۵) و (۶) می‌توان ضریب افت را به صورت زیر بدست آورد:

$$C_v = \sqrt{(H_i - H_l) / H_i} = \sqrt{H_o / H_i} \quad (8)$$

هد ورودی از جمله پارامترهای معلوم در تحلیل شیر تنظیم به شمار می‌رود. آنچه از رابطه (۷) نتیجه می‌شود این است که برای بدست آوردن سرعت جت جریان در خروجی از نازل، باید مقدار افت هد در شیر تنظیم مشخص باشد. بدین منظور شیر تنظیم برای حالت‌های مختلف به صورت عددی تحلیل و ضریب افت برای دبی‌های مختلف بدست آمده است که در بخش بعدی به آن پرداخته شده است.

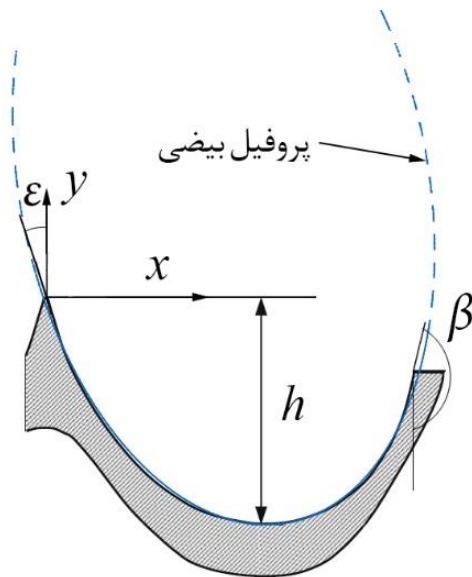
از طرف دیگر، توان تئوری منتقل شده در رابطه (۳)، تابعی از سرعت خطی توربین، U ، است. می‌توان نشان داد مقدار بیشینه توان تئوری وقتی بدست می‌آید که سرعت خطی پره توربین نصف سرعت جت جریان باشد. البته توان واقعی در عمل اندکی کمتر از مقدار تئوری آن است و معمولاً ضریب ۰/۵ در رابطه بالا، در حدود ۰/۴۷ برآورد می‌شود [۱۵].

با معلوم بودن سرعت خطی و سرعت دورانی پره توربین (که در این مقاله همان دور پمپ است)، و در نظر گرفتن مقدار ۰/۴۷ برای نسبت سرعت خطی پره توربین و سرعت جت جریان، قطر گام بهینه توربین، از ترکیب رابطه (۷) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

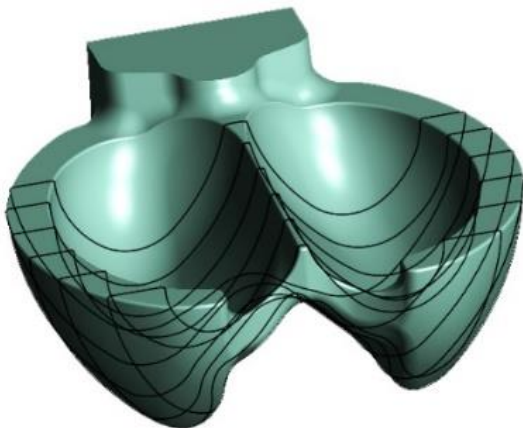
$$D_{m_opt} = 2R_{opt} = \frac{0.94}{\omega} C_v \sqrt{2gH_i} \quad (9)$$

همچنین قطر جت جریان، d_j را می‌توان بر حسب دبی و سرعت جت جریان در خرج از نازل بر اساس رابطه (۱۲) محاسبه کرد. البته باید توجه داشت نسبت قطر گام توربین به قطر جت جریان نباید کمتر از ۱۲ باشد [۱۵].

با توجه به اینکه دبی برگشتی از فیلتر مقدار مشخصی است، همچنین دور نیز باید با سرعت دورانی پمپ یکسان باشد، هد ورودی به شیر تنظیم (H_i) باید به نحوی تنظیم شود تا بیشترین راندمان



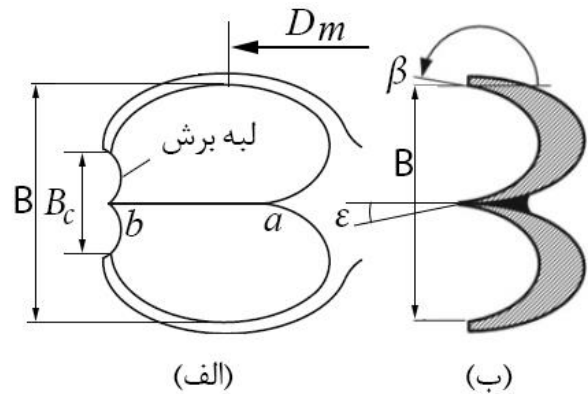
شکل ۵: سطح مقطع برشی از کاسه در قطر گام توربین
Fig.5: Cross section of the bucket



شکل ۶: شکل‌گیری کاسه پره توربین با استفاده از کنار هم قرار گیری منحنی‌های بیضی در مقاطع مختلف
Fig.6: Development of bucket geometry

است. با این سه شرط عملاً منحنی بیضی (که یک معادله درجه دوم است) بدست می‌آید.

در مقطع مقطع a (شکل ۴ الف))، عمق کاسه صفر است، این عمق به تدریج زیاد می‌شود تا در مقطع قطر گام به بزرگترین مقدار خود یعنی h_b می‌رسد. بعد از این مقطع مجدداً عمق کاهش یافته تا در مقطع b (شکل ۴ الف)) مجدداً مقدار آن صفر می‌شود. با کنار یکدیگر قرار دادن منحنی‌های مختلف شکل سه بعدی کاسه پره توربین بدست می‌آید (شکل ۶).



شکل ۴: نمای از بالا و نمای برش خورده در مقطع قطر گام توربین از کاسه

Fig.4: Top and side view of of a Pelton wheel bucket

مقاله این زاویه به صورت میانگین ۱۶۸ درجه در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار زاویه ورودی جریان به کاسه که در شکل ۴ با ε نشان داده شده است در عمل در حدود ۱۳ تا ۲۰ درجه تعریف می‌شود. در این مقاله مقدار این زاویه، ۱۵ درجه لحاظ شده است. برای محاسبه عرض داخلی کاسه، یعنی B از رابطه بار حجمی کاسه^۱ استفاده می‌شود. این رابطه به صورت زیر تعریف می‌شود:

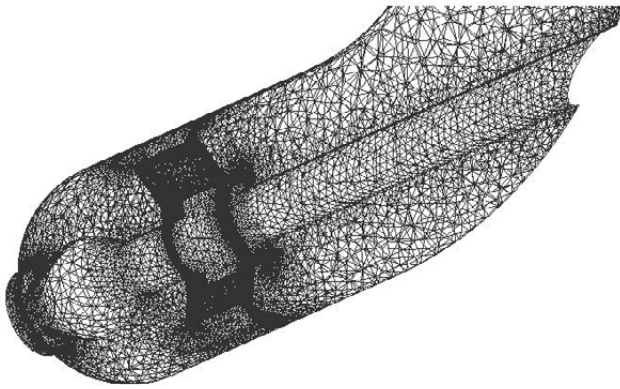
$$\varphi_B = \left(\frac{d_j}{B}\right)^2 \quad (13)$$

که در آن φ_B بار حجمی کاسه پره توربین است. قطر نازل نباید از $1/3$ عرض کاسه بیشتر شود. بنابراین در عمل مقدار φ_B بین $0/09$ تا $0/11$ تغییر می‌کند. در این مقاله مقدار $0/1$ برای بار حجمی لحاظ شده است. در نتیجه مقدار B بصورت زیر محاسبه می‌شود:

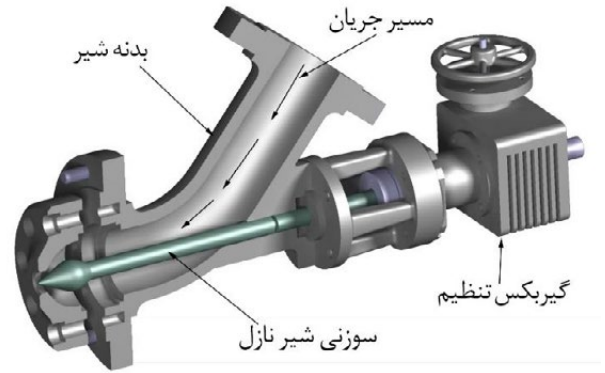
$$B = 3.16d_j \quad (14)$$

سطح مقطع برش خورده کاسه توربین معمولاً به صورت یک منحنی بیضی شکل است [۳]. در بزرگترین مقطع که فاصله آن تا مرکز توربین برابر با شعاع گام توربین (R_m) است (شکل ۴ ب))، این منحنی باید به نحوی باشد که از یک طرف زاویه خروجی (که برابر با زاویه مماس با خط قائم است) برابر با β شود و از طرف دیگر زاویه ورودی نیز برابر با ε شود. شرط سوم اینکه باید ارتفاع پایین‌ترین نقطه بیضی برابر با عمق کاسه شود. معمولاً عمق کاسه در قطر گام توربین بین $0/27$ تا $0/28$ عرض کاسه یعنی B است. این مقطع و منطبق شدن منحنی بیضی بر آن در شکل ۵ نشان داده شده

1 Bucket volumetric load



شکل ۸: شبکه‌بندی مسیر جریان درون شیر تنظیم
Fig.8: mesh generation for flow inside the valve



شکل ۷: شیر تنظیم مدل شده برای تحلیل جریان
Fig.7: Regulating valve model

جدول ۱: ضریب افت فشار به ازای درصد بازشدگی ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ در دبی‌های مختلف برای قطر خروجی ۳۲ mm
Table1: Head loss coefficient related to opening 50, 70, and 100% at different flowrates and $d_o = 32$ mm

دبی ورودی، m^3/h	ضریب بازشدگی ۱۰۰ درصد		ضریب بازشدگی ۷۵ درصد		ضریب بازشدگی ۵۰ درصد	
	فشار ورودی، P_i, bar	ضریب افت $C_v(\%)$	فشار ورودی P_i, bar	ضریب افت $C_v(\%)$	فشار ورودی P_i, bar	ضریب افت $C_v(\%)$
	۳۰	۰/۶	۹۵/۲	۱/۶	۷۹/۰	۷/۲
۷۰	۳/۲	۹۵/۴	۸/۶	۷۹/۵	۳۸/۵	۵۵/۶۲
۱۰۰	۶/۶	۹۴/۹	۱۷/۳	۸۰/۱	۷۸/۰	۵۵/۸۲
۱۳۰	۱۱/۲	۹۴/۷	۲۹/۵	۷۹/۷	۱۳۲	۵۵/۷۹
۱۶۰	۱۷/۱	۹۴/۵	۴۴/۵	۷۹/۹	۱۹۹/۸	۵۵/۸۲
۱۹۰	۲۴/۰	۹۴/۶	۶۲/۸	۷۹/۹	۲۸۱	۵۵/۸۸

عددی از نرم افزار انگیس سی. اف. ایکس^۱ ۱۶.۰ V و مدل توربولانسی

$k - \epsilon$ استاندارد استفاده شد.

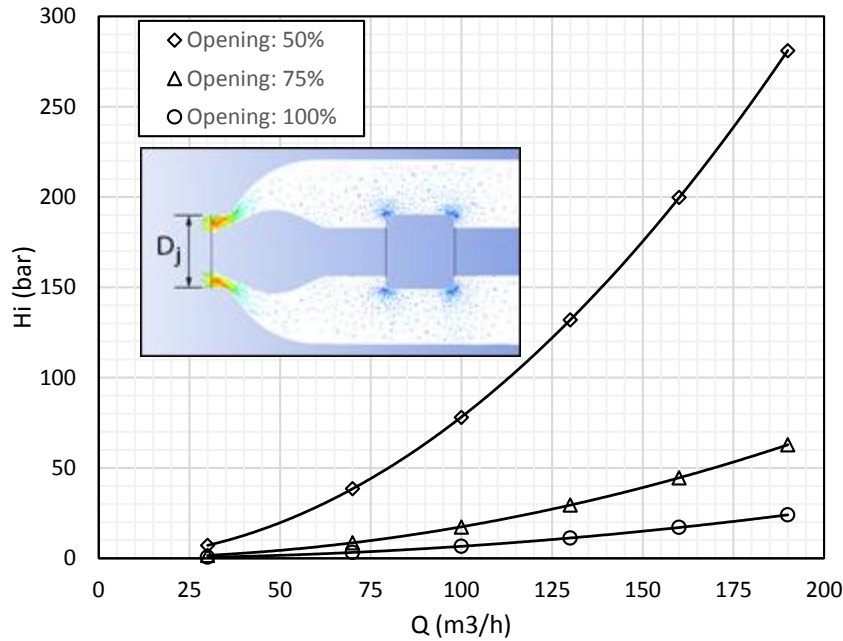
نتایج عددی به ازای ۷۱۲۷۲۶ عدد جزء (که بعد از افزایش تعداد شبکه و بدست آمدن استقلال از شبکه به دلیل تغییر نکردن ضریب افت بدست آمد) و برای سه حالت ضریب بازشدگی^۲ ۲۵ درصد، ۵۰ درصد و ۱۰۰ درصد بدست آمده است. ضریب بازشدگی به صورت نسبت سطح مؤثر خروجی نازل به سطح خروجی آن بدون وجود سوزن نازل تعریف می‌شود. مقدار بازشدگی شیر با تغییر موقعیت سوزنی شیر تنظیم قابل تغییر است.

۴- تحلیل عددی جت جریان درون شیر تنظیم

در بخش قبل، معادله (۷)، سرعت جت جریان بر حسب هد ورودی به شیر تنظیم و ضریب افت فشار بدست آمد. هد ورودی در تحلیل جریان درون شیر تنظیم به عنوان پارامتری معلوم فرض می‌شود. برای محاسبه ضریب افت فشار از تحلیل عددی استفاده شده است. بدین منظور جریان درون شیر تنظیم برای حالت‌های مختلف دبی مورد تحلیل قرار گرفت. قطر سوراخ خروجی شیر تنظیم در ۴ حالت ۳۲ mm، ۳۰ mm، ۲۷ mm و ۲۳ mm در نظر گرفته شد. بدین منظور، شیر تنظیم به صورت سه بعدی مدل‌سازی (شکل ۷) و سپس مسیر جریان برای تحلیل شبکه‌بندی شد (شکل ۸). برای تحلیل

1 Central Florida Expressway Authority (CFX)

2 Opening coefficient



شکل ۹: منحنی مقاومت شیر تنظیم در سه درصد بازشدگی ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ برای قطر خروجی ۳۲ mm
Fig.9: Regulating valve resistance curve at opening 50%, 75% and 100% at do = 32 mm

درصدی از دبی بازگشتی از فیلترها است) در شکل ۹ رسم شده است. این منحنی در حقیقت بخشی از مقاومت مداری است که پمپ فشار بالا در پایین دست با آن مواجه است. از این منحنی برای پیدا کردن بهترین نقطه کاری پمپ و توربین استفاده می‌شود.

منحنی مقاومت شیر تنظیم برای چهار قطر خروجی مختلف با درصد بازشدگی ۱۰۰ در شکل ۱۰ رسم شده است. نتایج آمده در این نمودار از این جهت مهم است که برای انتخاب شرایط بهینه شیر تنظیم، نباید درصد بازشدگی را تغییر داد زیرا همانگونه که گفته شد منجر به افت و اتلاف انرژی می‌شود، بلکه باید قطر خروجی شیر تنظیم را تغییر داد.

ضریب افت فشار برای هر چهار قطر خروجی با درصد بازشدگی ۱۰۰ تقریباً برابر با ۰/۹۵ بدست آمد که در جدول ۲ نشان داده شده است. اعداد بدست آمده نشان می‌دهد عمده افت انرژی به دلیل درصد بازشدگی کمتر از ۱۰۰ است و به قطر خروجی بستگی ندارد.

به همین ترتیب با حل عددی، نسبت افت هد به هد اولیه $(\frac{H_l}{H_i})$ برای هر چهار قطر خروجی در حدود ۱۰ درصد بدست آمده است. بنابراین می‌توان با استفاده از رابطه (۴)، و بدون حل عددی رابطه بین دبی و هد ورودی برای هر قطر خروجی را بدست آورد. این رابطه برای بدست آوردن بهترین قطر خروجی شیر رسیدن به بهترین نقطه کاری پمپ استفاده شده است که در رابطه (۱۵) آمده است:

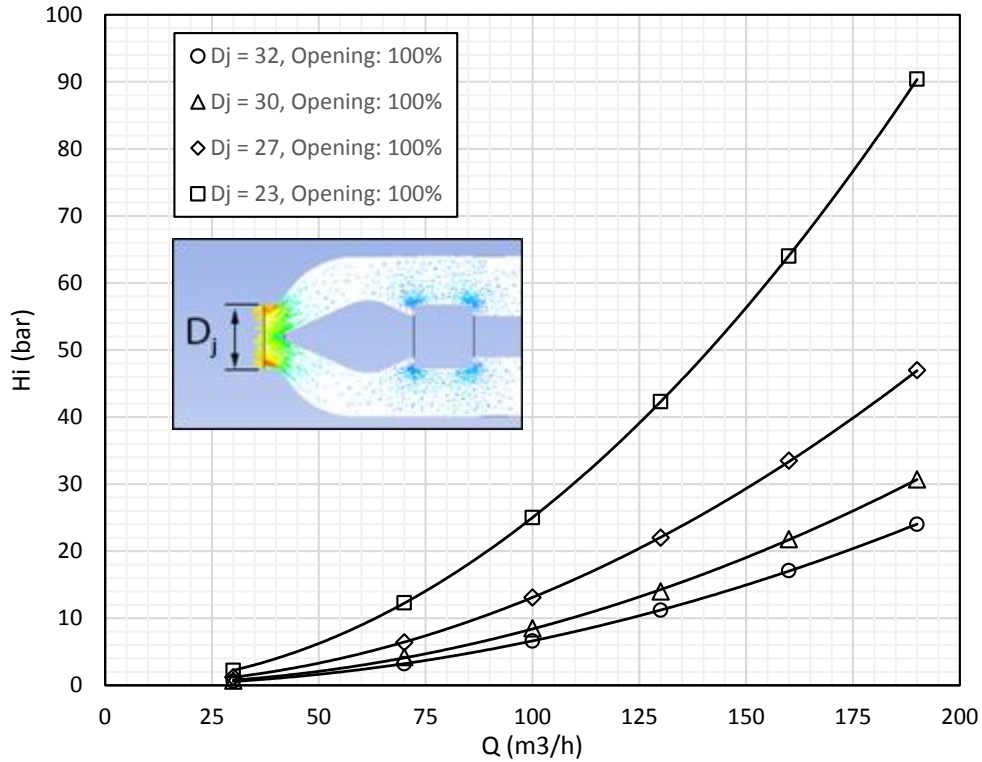
شرایط مرزی به صورت دبی جرمی در ورودی^۱، تعریف فشار اتمسفریک در مقطع خروجی^۲ و جداره برای مرزهای تماس سیال با بدنه شیر^۳ تعریف شده است.

این نتایج در جدول ۱ به ازای فشار و دبی‌های ورودی مختلف، در سه ضریب بازشدگی برای قطر خروجی ۳۲ mm آمده است. لازم به ذکر است اندازه شبکه‌ها در مقطع خروجی نازل برای بدست آمدن نتایج مناسب ریزتر شده است.

از نتایجی که در جدول ۱ آمده است، می‌توان نتیجه گرفت ضریب افت فشار در شیر تنظیم، C_v ، به ضریب بازشدگی بستگی دارد. هرچه مقدار ضریب بازشدگی بیشتر باشد، ضریب افت فشار نیز بیشتر و در نتیجه افت فشار درون شیر کمتر است. بنابراین لازم است در طراحی مجموعه، هد و دبی ورودی به شیر تنظیم به گونه‌ای در نظر گرفته شود تا افت فشار که بیانگر اتلاف انرژی است با یک ضریب بازشدگی نزدیک به ۱۰۰ درصد، به حداقل مقدار برسد. نکته دیگر اینکه ضریب افت فشار در هر بازشدگی مستقل از مقدار دبی ورودی است و تنها به شکل هندسی شیر بستگی دارد.

منحنی مقاومت شیر، یعنی هد ورودی بر حسب دبی ورودی (که

- 1 Mass flow rate
- 2 Outflow
- 3 Wall



شکل ۱۰: منحنی مقاومت شیر تنظیم در چهار قطر خروجی ۳۰ mm، ۳۲ mm، ۲۷ mm و ۲۳ mm و درصد بازشدگی ۱۰۰٪
 Fig.10: Regulating valve resistance curve at do = 23,27,30 and 32 mm and opening 100%

جدول ۲: ضریب افت فشار به ازای درصد بازشدگی ۱۰۰ در دبی‌های مختلف برای چهار قطر خروجی

Table 2: Head loss coefficient related to opening 100% at different flowrates and outlet diameters

دبی ورودی، m³/h	قطر ۲۲ mm	قطر ۳۰ mm	قطر ۲۷ mm	قطر ۲۳ mm
۳۰	۹۵/۲	۹۴/۸	۹۵/۱	۹۴/۸
۷۰	۹۵/۴	۹۴/۹	۹۵/۴	۹۴/۸
۱۰۰	۹۴/۹	۹۴/۹	۹۴/۸	۹۴/۷
۱۳۰	۹۴/۷	۹۴/۷	۹۴/۶	۹۵/۰
۱۶۰	۹۴/۵	۹۵/۱	۹۵/۲	۹۵/۱
۱۹۰	۹۴/۶	۹۵/۰	۹۵/۱	۹۵/۱

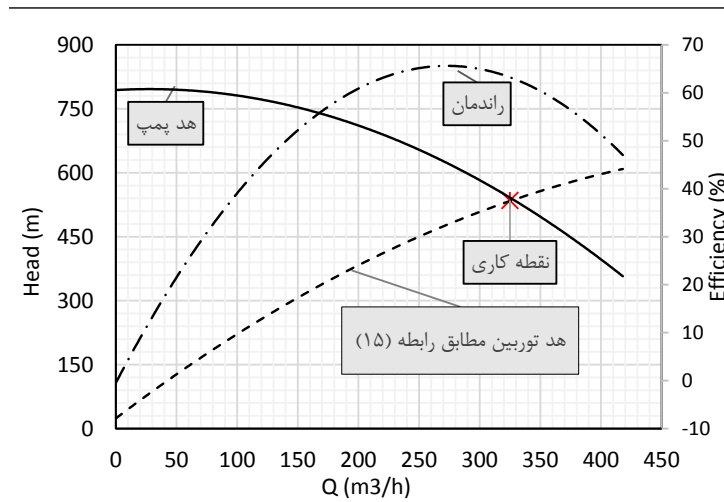
۵- محاسبه بهترین نقطه کاری پمپ

طبیعی است نقطه کاری پمپ بر حسب منحنی شکل ۳ تغییر می‌کند. در این منحنی، محور افقی دبی کل جریان ورودی به پمپ است. از این مقدار دبی ۵۰ تا ۶۰ درصد بعد از خروج از فیلتر مجدداً وارد شیر تنظیم و کاسه توربین می‌شود. همچنین هد آب خروجی از پمپ نیز تا قبل از ورود به شیر تنظیم به دلیل اتصالات و خود

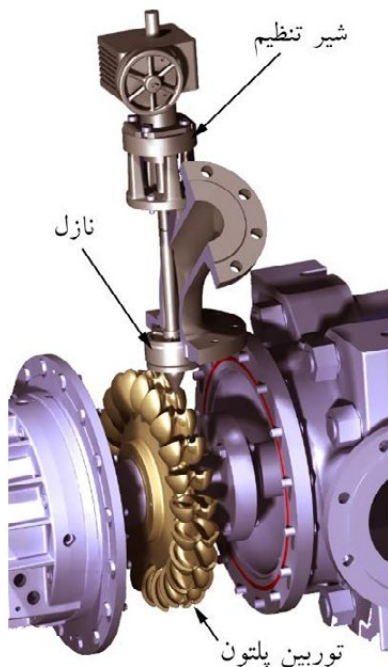
$$H_i = \frac{1}{\rho g} P_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2g} \cong \left(\frac{\bar{V}_j^2}{2g} \right) / 0.9 = 1 / (2g * 0.9);$$

$$\times 16 \left(\frac{Q_T}{\pi d_j^2} \right)^2 = 0.0919 \times \left(\frac{Q_T}{d_j^2} \right)^2 \quad (15)$$

در این رابطه d_j قطر خروجی شیر نازل Q_T دبی ورودی به شیر نازل است.



شکل ۱۱: تقاطع منحنی عملکرد پمپ و توربین در دور ۲۷۰۰ rpm
Fig.11: Intersecting of pump and turbine performance curve



شکل ۱۲: نمایی از مدل کامپیوتری شیر تنظیم و پروانه توربین پلتون
Fig.12: Computer modeling of the regulating valve and Pelton turbine

با بدست آمدن ابعاد هندسی پره توربین و قطر خروجی شیر تنظیم، مدل سازی کامپیوتری برای نقشه های ساخت آماده شده است که در شکل ۱۲ مدل طراحی سه بعدی پره توربین و شیر تنظیم نشان داده شده است.

۶- ساخت پره توربین، شیر تنظیم و تست مجموعه

برای بررسی میزان تأثیر توربین پلتون و ارزیابی محاسبات، پره

فیلترها تا ۵ درصد افت پیدا می کند. با در نظر گرفتن تغییرات هد و دبی خروجی از پمپ نسبت به دبی و هد ورودی به شیر تنظیم، می توان منحنی مقاومت مدار پمپ، شیر تنظیم و توربین را به ازای دبی ورودی به پمپ رسم کرد. (مقاومت مدار شیر تنظیم و توربین را بر حسب دبی ورودی پمپ یعنی ۵۰ تا ۶۰ درصد بیشتر از دبی ورودی به آنها رسم می شوند. هد ورودی به توربین نیز مطابق رابطه (۱۵) بر حسب دبی ورودی خودش (که برابر با دبی ورودی به شیر تنظیم است)، تغییر می کند.

برای بدست آوردن بهترین نقطه کاری ابتدا منحنی هد-دبی پمپ و هد-دبی توربین رسم شده است (شکل ۱۱). نقطه برخورد این دو منحنی هد و دبی ورودی به شیر تنظیم را بدست می دهد. با بدست آمدن هد و دبی ورودی شیر تنظیم، مطابق رابطه (۱۸) قطر سوراخ خروجی شیر تنظیم بدست می آید.

همانطور که از شکل ۱۱ مشخص شده است، منحنی عملکرد پمپ و توربین یکدیگر را در نقطه $Q=325 \text{ h/m}^3$ و $H=540 \text{ m}$ قطع کرده اند که برابر با نقطه کاری پمپ مطابق با شکل ۴ است. هد بدست آمده در حقیقت، هد سیال درست قبل از فیلترهاست. برای محاسبه هد سر شیر تنظیم باید در حدود ۲ bar افت مسیر را از آن کم کنیم. بنابراین هد سر شیر تنظیم برابر با $H_1=520 \text{ m}$ است. دبی سر شیر تنظیم نیز برابر با ۶۰ درصد دبی در نقطه کاری است. بنابراین دبی شیر تنظیم برابر با $195 \text{ m}^3/\text{h}$ است. بر این اساس سایر مقادیر هیدرولیکی و ابعادی بر اساس جدول ۳ بدست می آیند:

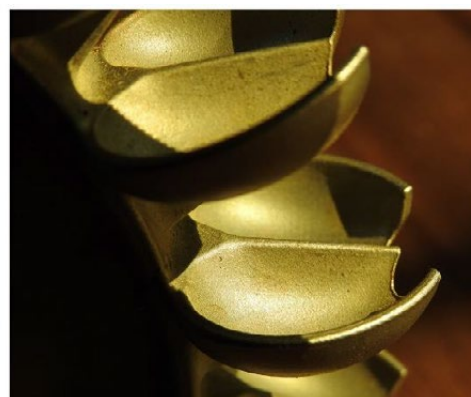
جدول ۳: پارامترهای هیدرولیکی و ابعادی شیر تنظیم و پره توربین در نقطه کاری

Table 3: Hydraulic and geometrical parameter of the regulating valve and Pelton turbine at operating point

پارامتر	رابطه یا نمودار مورد استفاده	مقدار بدست آمده
دبی نقطه کاری پمپ	شکل ۱۳	$Q_P = 325 \text{ m}^3/\text{h}$
هد نقطه کاری پمپ	شکل ۱۳	$H_P = 540 \text{ m}$
هد سر شیر تنظیم	۲ bar کمتر از هد نقطه کاری	$H_i = 520 \text{ m}$
ضریب افت فشار	جدول ۱	$C_v = 0.95$
سرعت جت جریان	رابطه (۸)	$V_j = 0.95 \text{ m/s}$
دبی ورودی شیر تنظیم	۶۰ درصد دبی کاری پمپ	$Q_T = 195 \text{ m}^3/\text{h}$
قطر خروجی شیر تنظیم	رابطه (۱۲)	$d_j = 26/8 \text{ mm}$
سرعت بهینه خطی توربین	رابطه (۱۰)	$U_{opt} = 0.46 \times V_j = 44.1 \text{ m}$ $= 44.1 \text{ m/s}$
قطر گام توربین	رابطه (۱۱)	$D_{m,opt} = 202 \text{ mm}$
عرض کاسه پره توربین	رابطه (۱۷)	$B = 3.16 d_j = 84/7 \text{ mm}$
عمق کاسه پره توربین	بین ۰/۲۷ تا ۰/۲۸ عرض کاسه	$h = 0.275 B = 23/3 \text{ mm}$



(الف)



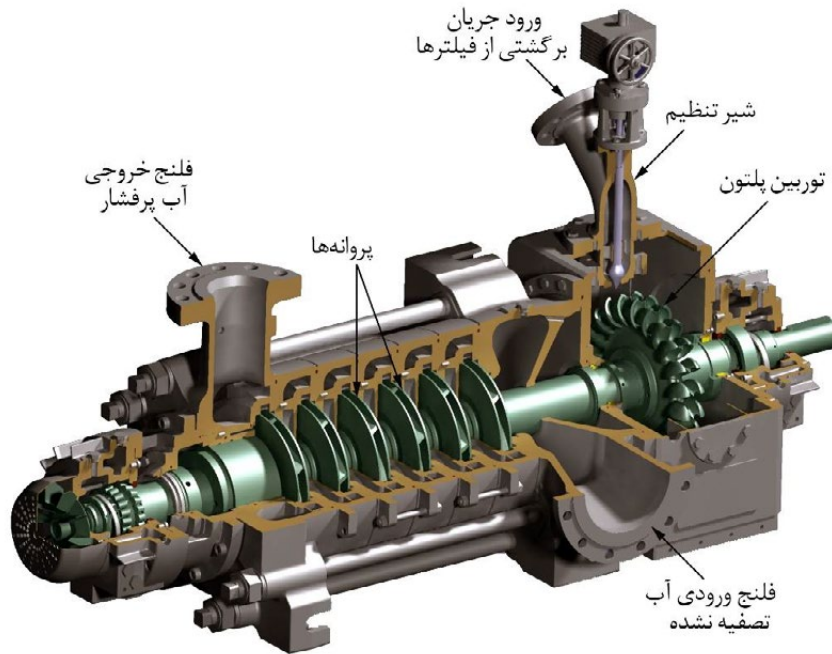
(ب)

شکل ۱۳: پره توربین بعد از عملیات حرارتی (شکل ۱۳ الف)) و نمای نزدیک از کاسه پره توربین بعد از پرداخت سطح داخلی (شکل ۱۳ ب))
Fig.13: (a) Pelton impeller after heat treatment, (b) close view of the bucket after finishing

(شکل ۱۳ ب)) نشان داده شده است.

بعد از اتمام مراحل ساخت شیر تنظیم و پره توربین، محور جدیدی برای پمپ طراحی شد و مجموعه به صورت یکپارچه مونتاژ شد. در شکل ۱۴ نمای برش خورده از قطعات اصلی پمپ فشار بالا به انضمام پوسته و پروانه توربین پلتون و شیر تنظیم نشان داده شده است. تست عملکرد پمپ در سایت اصلی و با دور واقعی انجام شد. در

توربین با مشخصات بدست آمده از محاسبات و نتایج عددی شیر تنظیم به ابعاد اصلی ساخته شد. قطعاتی از شیر تنظیم و کل پره توربین که با آب دریا در ارتباط هستند، به منظور مقاومت در برابر خوردگی آب دریا از فولاد آلیاژی داپلکس ریخته‌گری شدند و سپس عملیات حرارتی مطابق استاندارد بر روی آنها انجام شد. در شکل ۱۳ نمونه ساخته شده توربین بعد از عملیات حرارتی (شکل ۱۳ الف)) و نمای نزدیک از کاسه پره توربین بعد از پرداخت سطح داخلی آن



شکل ۱۴: مدل کامپیوتری سه بعدی برش خورده از پمپ فشار بالا به انضمام پروانه توربین پلتون و شیر تنظیم

Fig.14: 3D computer modeling of high-pressure pump and Pelton turbine impeller installed on the same shaft



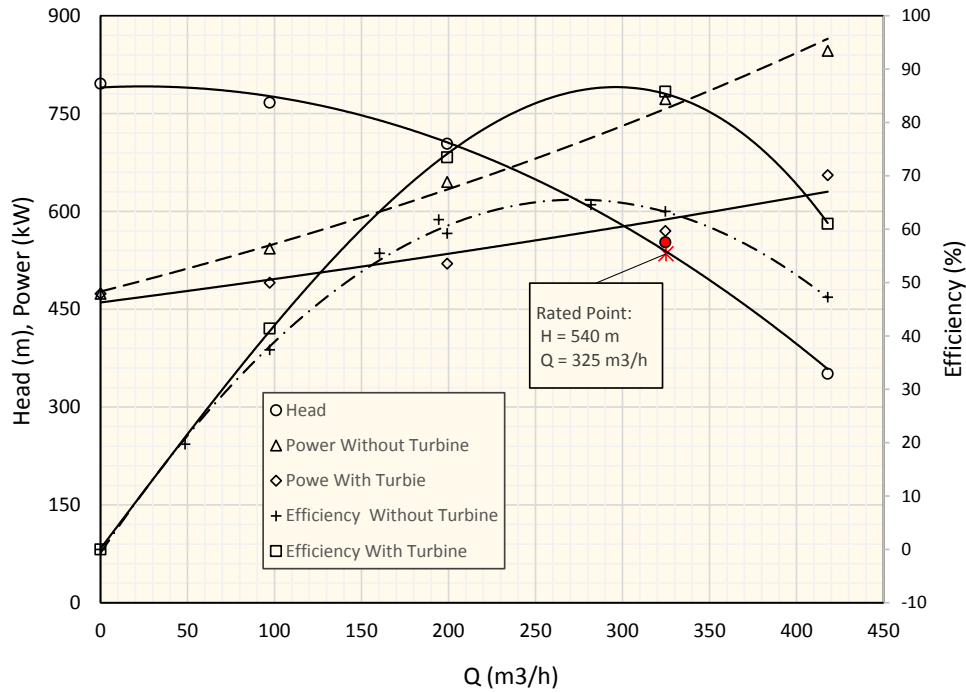
شکل ۱۵: نصب پمپ توربین دار در سایت آب شیرین کن و انجام تست‌های عملکردی

Fig.15: Installing unit in the site to run performance test

۷- تست عملکردی و تحلیل نتایج

نمودار هد پمپ، توان ورودی مصرفی و راندمان بر حسب دبی آب تصفیه نشده ورودی در ۸ نقطه که شامل نقطه کاری پمپ هم بوده است، در نمودار شکل ۱۶ رسم شده است.

شکل ۱۵ نمایی از تست پمپ در سایت اصلی به همراه توربین پلتون و شیر تنظیم نشان داده شده است. برای مقایسه نتایج بدست آمده از تست با نتایج محاسباتی، پمپ در دبی‌های مختلف تست شد و توان مصرفی آن در هر اندازه‌گیری شد.



شکل ۱۶: منحنی‌های هد و توان و راندمان قبل و بعد از نصب توربین
Fig.16: High pressure performance curve before after installation of ERD unit

به عبارت دیگر راندمان مجموعه به میزان ۲۲/۳٪ افزایش پیدا کرده است. همچنین مقدار توان تولید شده توسط توربین برابر با ۱۹۶ kW شده است. بر این اساس، با توجه به معلوم بودن هد ورودی به شیر تنظیم که در حدود ۵۲۰ m بوده است (هد ورودی به شیر تنظیم در حدود ۲ بار یا ۲۰ متر کمتر از هد خروجی پمپ است)، و نیز دبی ورودی ۱۹۵ m³/h به آن (که ۶۰ درصد دبی ورودی به پمپ است)، می‌توان از رابطه (۱۱) راندمان توربین را در نقطه کاری براساس رابطه (۱۸) محاسبه کرد:

$$\eta_{Turbine} = \frac{196000}{\rho g H_i Q_T} = \frac{196000}{1000 \times 9.81 \times 520 \times 195 / 3600} = 70.9 \% \quad (18)$$

البته این راندمان کل شیر تنظیم و توربین با یکدیگر است. برای محاسبه راندمان تقریبی توربین با احتساب افت ۱۰ درصد هد درون شیر تنظیم (که از حل عددی بدست آمده است) می‌توان هد ورودی به توربین را در حدود ۴۶۸ m در نظر گرفت که با این هد ورودی راندمان توربین به تنهایی برابر با ۸/۷۸ خواهد بود که راندمان بسیار مناسبی برای توربین پلتون به حساب می‌آید. البته امروزه با

همچنین توان مصرفی و راندمان پمپ قبل از نصب توربین پلتون نیز به صورت خط چین در همین نمودار برای مقایسه بهتر رسم شده است. مقایسه توان‌های مصرفی در دو حالت بدون توربین و با توربین نشان می‌دهد تأثیر توربین در کاهش توان مصرفی بسیار قابل توجه بوده است. در نقطه کاری توان مصرفی بدون توربین چنانچه از شکل قابل محاسبه است با راندمان ۶۳/۵٪ مطابق رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Power = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000 \times 9.81 \times 540 \times 325 / 3600}{63.5} = 753.1 \text{ kW} \quad (16)$$

توان مصرفی بعد از نصب توربین در همین نقطه از روی تابلو برق کنترلی سایت ۵۵۷ kW اندازه‌گیری شده است. بنابراین می‌توان راندمان مجموعه پمپ و توربین را بعد از نصب توربین در همین نقطه مطابق رابطه (۱۷) محاسبه نمود:

$$\eta_{Pump} = \frac{\rho g H Q}{557000} = \frac{1000 \times 9.81 \times 540 \times 325 / 3600}{557000} = 85.8 \% \quad (17)$$

هیدرولیکی پمپ و توربین در دوره‌های مختلف است. به عبارت دیگر در صورتی که نیاز به دبی بیشتر یا کمتر از مقدار تست شده، نیاز باشد می‌توان با تغییر دور موتور به مقادیر مد نظر رسید بدون اینکه راندمان پمپ و توربین تغییر قابل توجهی نماید. بدین ترتیب طراحی توربین نه تنها برای یک دور مشخص، بلکه همانند پمپ برای سرعت‌های کاری مختلف یکسان است و نتایج مشابهی را بدست خواهد داد. بنابراین محاسبات طراحی بدست آمده را می‌توان برای سرعت‌های مختلف با شرایط هیدرولیکی مشابه (دارای سرعت مخصوص یکسان) تعمیم داد.

نکته‌ای که باید به آن توجه داشت این است که در این مقاله به امکان سنجی و نحوه استفاده از توربین پلتون برای بازیافت انرژی پرداخته شده است. طبیعتاً محاسبات بدست آمده به عنوان نمونه‌ای از کار انجام شده، ارائه شده است و مدعی بهینه کردن طراحی و بدست آوردن بهترین راندمان مجموعه نیست. بنابراین مقادیر بدست آمده برای توان و راندمان مجموعه محدوده‌ای را برای مقدار بازیافت انرژی بدست می‌دهد که می‌تواند بسته به شرایط مختلف اندکی تغییر پیدا کند.

تشکر و قدردانی

شایسته است از شرکت‌های بهره‌بر پمپ سامان و آب گستر خلیج فارس که در فرایندهای ساخت و تست پمپ با نویسنده کمال همکاری را داشته‌اند، تقدیر شود.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

B عرض کاسه توربین، mm

Bc عرض لبه برش کاسه توربین، mm

F نیرو، N

G شتاب گرانش، m/s^2

H هد، m

P فشار کل، Pa، توان kW

Q دبی، m^3/h

V سرعت، m/s

U سرعت، m/s

طراحی‌های بهینه و نیز شبیه‌سازی‌های دقیق عددی راندمان‌های بالاتری نیز برای توربین پلتون بدست آمده است.

مقدار توان مصرفی به ازای هر مترمکعب آب شیرین نیز نسبت به حالت قبل از توربین کاهش محسوسی پیدا کرده است. مقدار جدید را بر اساس توان مصرفی و مقدار آب شیرین تولید شده که ۴۰ درصد آب ورودی به پمپ است مطابق رابطه (۱۹) بدست می‌آید:

$$\text{Power per } 1 \text{ m}^3 \text{ of freshwater} = 557 \text{ kW} / (325 \times 0.4) = 4.28 \text{ kWh/m}^3 \quad (19)$$

کیلووات مصرفی به ازای ۱ متر مکعب آب شیرین نسبت به حالت قبل از توربین که در حدود ۵/۸ به ازای هر متر مکعب آب شیرین بوده است، ۲۶ درصد کاهش را نشان می‌دهد.

۱-۸- نتایج و جمع‌بندی

هدف اصلی مقاله یافتن بهترین نقطه عملکرد مشترک توربین پلتون و پمپ سانتریفیوژ چند طبقه بوده است. به همین سبب به محاسبه پارامترهای اساسی اصلی انتخاب هندسه و منحنی‌های پره توربین با توجه به روابط تجربی موجود پرداخته شده است و از پرداختن به جزئیات تحلیل میدان جریان و بهینه‌سازی هیدرولیکی اجتناب شده است اگرچه این کار در کارهای آتی می‌تواند برای افزایش راندمان توربین مورد توجه قرار گیرد.

یکی از نقاط کلیدی در این مقاله، بدست آوردن شرایط هیدرولیکی در مقطع ورودی به توربین (خروج از نازل) بوده است. برای بدست آوردن شرایط مناسب در ورودی توربین، شامل سرعت و فشار خروجی از نازل، تحلیل عددی جریان درون شیر تنظیم انجام شده است. در ادامه برای تطابق نقطه کار بهینه پمپ و توربین و همساز کردن آنها با یکدیگر، منحنی دقیق مقاومت شیر تنظیم، محاسبه و با منحنی‌های عملکرد پمپ و توربین تلاقی داده شده است که در نتیجه آن نقطه بهینه شرایط کاری کل سامانه بدست آمده است.

نتایج بدست آمده نشان از تست نشان داد راندمان کل مجموعه نسبت به قبل از آن به میزان ۲۲/۳٪ افزایش پیدا کرده است. همچنین، توان مصرفی به یک متر مکعب آب شیرین تولید شده از $4/28 \text{ kWh/m}^3$ قبل از نصب توربین به $8/5 \text{ kWh/m}^3$ بعد از نصب توربین کاهش پیدا کرده است.

از نتایج دیگری که می‌توان به آن اشاره کرد، تشابه عملکرد

- [6] Giesecke, J., & Mosonyi, E. *Wasserkraftanlagen* (4th Ed.). Berlin: Springer. (2005).
- [7] Angehrn, R. Safety engineering for the 423 MW-Pelton-runners at Bieudron. *Proceeding, of the 20th IAHR Symposium, Charlotte, NC.* (2000).
- [8] Kvicinsky, S., Kueny, J., Avellan, F., & Parkinson, E. Experimental and numerical analysis of free surface flows in a rotating bucket. *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland.* (2002).
- [9] Perrig, A., Avellan, F., Kueny, J., Farhat, M., & Parkinson, E. Flow in a Pelton turbine bucket: Numerical and experimental investigations. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 128, 350–358. (2006).
- [10] Zoppe', B., Pellone, C., Maitre, T., & Leroy, P). Flow analysis inside a Pelton turbine bucket. *Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME*, 128, 500–511, (2006).
- [11] Kubota, T., Xia, J., Takeuchi, H., Saito, T., Masuda, J., & Nakanishi, Y. Numerical analysis of free water sheet flow on Pelton buckets. *Proceedings of the 19th IAHR Symposium, Singapore.* (1998).
- [12] Parkinson, E., Neury, C., Garcin, H., & Weiss, T. Unsteady analysis of a Pelton runner with flow and mechanical simulations. *Hydro 2005, Villach, Austria.* (2005)
- [13] Muggli, F., Zhang, Zh., Schaerer, C., & Geppert, L. Numerical and experimental analysis of Pelton turbine flow, Part 2: The free surface jet flow. *Proceedings of the 20th IAHR Symposium, Charlotte, NC.* (2000)
- [14] S. Derakhshan, M. Bagheri Motlagh, E. Abdolhnejad, Numerical and experimental study of the effects of physical and the geometrical parameters on efficiency of a micropelton turbine, *Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 150-158, (2014)* (In Persian).
- [15] I.U. Atthanayake, Analytical Study On Flow Through a Pelton Turbine Bucket Using Boundary Layer Theory, *International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS Vol:09 No:09, October (2009).*
- [16] Frank, M. White, *Fluid Mechanics 2014-2016 McGraw-Hill Education, 7th Edition, (2009).*

ضریب افت فشار	C_v
قطر، mm	D
قطر، mm	D
شعاع گام پره، mm	R

علائم یونانی

چگالی، kg/m^3	ρ
بازده	η
زاویه خروجی جریان از کاسه	β
زاویه ورودی جریان به کاسه	ε
سرعت دورانی، rpm	ω
سرعت مخصوص	Ns
بار حجمی کاسه توربین	φ_B

زیرنویس

موقعیت ورودی	I
نشانهگر جت جریان	J
افت	l
توربین	T
خروجی	o
بهینه	opt

منابع

- [1] WWAP (World Water Assessment Program. The United Nations World Water Development Report 4: Managing Water under Uncertainty and Risk. Paris, UNESCO.), (2012).
- [2] Babran, S. Water crisis in IRAN, *Rahbord Quarterly*, No. 48, 2008, (In Persian).
- [3] Zh. Zhang, *Pelton Turbines*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2009).
- [4] Brekke, H, State of the art of small hydro turbines versus large turbines. *Hydro 2005, Villach, Austria.* . (2005).
- [5] Parkinson, E., Neury, C., Garcin, H., & Weiss, T. Unsteady analysis of a Pelton runner, with flow and mechanical simulations. *Hydro 2005, Villach, Austria.* (2005).

