

بهبود عملکرد توربین آبی جریان متقاطع با استفاده از روش عددی

شهرام درخشان^{*۱}

داوود زارع^۲

مجید پسندیده پور^۳

چکیده

در پژوهش حاضر توربین جریان متقاطع نصب شده با ظرفیت نامی ۳۴۰ کیلووات (که در حال حاضر تنها ۱۹۸ کیلووات برق در نقطه نامی خود (۵۰ متر، ۸۴۰ لیتر بر ثانیه و ۶۰۰ دور بر دقیقه تولید می کند) با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، برای ملاحظه دلایل توان خروجی پایین، مورد تحلیل قرار گرفته است. هندسه توربین شامل چرخ، محفظه، محور، نازل و پره راهنما، به منظور دستیابی به منحنی های مشخصه توربین در سرعت های دورانی مختلف، با استفاده از نرم افزار تجاری حل جریان Ansys/CFX شبیه سازی گردید. برخی از نقاط شبیه سازی شده، با استفاده از داده های توربین واقعی اعتبار سنجی شد. برای مدل کردن چرخش بین صفحات چرخ، محفظه و نازل، از مدل چرخ یخ زده استفاده شده است. جریان به صورت سه بعدی و گذرا، حل شده و مدل توربولانسی $k-\epsilon$ به کار رفته است. برای مدل کردن جریان دو فاز آب - هوا، از مدل همگن سطح آزاد استاندارد استفاده شده است. در بخش نتایج منحنی های عملکرد توربین به دست آمده، اثر استفاده از شیر هوا مورد بررسی قرار گرفت. از مهم ترین عوامل افت توان خروجی، شکل نامناسب نازل و عدم استفاده از شیر مکش هوا، تشخیص داده شد. در نهایت بازده توربین جریان متقاطع نیروگاه ۱۶ درصد (از مقدار اولیه ۵۰ درصد به مقدار نهایی ۶۶ درصد) افزایش داده شد.

واژه های کلیدی

بازده، توربین جریان متقاطع، شبیه سازی عددی، منحنی های عملکرد، نیروگاه آبی کوچک.

۱. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران. * shderakhshan@iust.ac.ir
 ۲. دانشجوی دکتری، دانشکده صنایع، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران. d.zare@iwpco.ir
 ۳. کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران. majidpasandidehpour@gmail.com

مقدمه

توربین جریان متقاطع یا توربین میشل - بانکی، یکی از توربین‌های مورد توجه در نیروگاه‌های آبی با محدوده (range) ارتفاع پایین و متوسط است. ویژگی‌های ممتاز این توربین؛ ازجمله: پوشش محدوده وسیعی از ارتفاع ریزش‌ها و دبی‌ها، پایین بودن قیمت و سهولت نگهداری در کنار فقدان سابقه مطالعاتی کافی، محققین را نسبت به فعالیت در این زمینه علاقه‌مند کرده است.

اختراع توربین بانکی در سال ۱۹۰۳ توسط میشل (استرالیایی تبار) به ثبت رسیده است، اما سال‌ها بعد در سال ۱۹۱۸ یک مجارستانی با نام دونات بانکی توانست با انجام مطالعاتی روی توربین، آن را به جهان عرضه کند. بانکی در جستجوی طرح توربینی با بازده حداکثر بود که خلأ عدم پوشش طیف وسیع سرعت‌های مخصوص توربین‌های کلاسیک را پر نماید. مطالعات قبلی برای مشخص کردن بهترین شکل توربین جریان متقاطع بصورت تجربی و عددی توسط محققین مختلفی بررسی گردیده است.

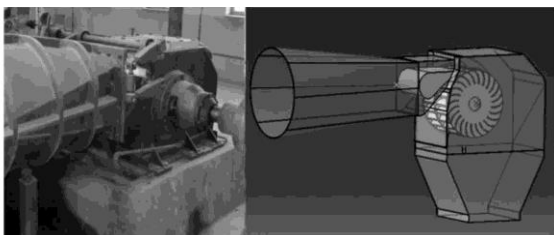
مک مور و مری فیل (۱۹۴۹) مدل توربین جریان متقاطع را تست کردند. با توجه به اینکه بیشترین بازده در تمامی بازدهی‌های تیغه راهنما در یک سرعت دورانی رخ می‌دهد؛ آنها نتیجه گرفتند که این توربین نسبت به توربین‌های دیگر می‌تواند با بازده بالاتری تحت گستره وسیعی از تغییرات نرخ جریان عمل نماید. خسروپناه (۱۹۸۸) و فیوزات (۱۹۸۹) و دسی (۱۹۹۱) سعی داشتند تا با مطالعات تجربی و با استفاده از تجهیزاتی، عملکرد توربین را توسط اصلاح شکل توربین در توربین بهبود بخشند. فوکوتامی و همکاران (۱۹۹۱) و (۱۹۹۵) طی تحقیقاتی اثر قسمت‌های مختلف بر عملکرد توربین را با تحقیق‌های عددی و تجربی نشان دادند. تأثیر شکل نازل بر عملکرد توربین به‌صورت تجربی بررسی گردید و

آزمایش‌های متعددی برای بهینه کردن شکل نازل و پارامترهای هندسی آن انجام شد. اما نداشتن پره راهنما، حوزه کاربرد نتایج به‌دست آمده را محدود کرد. آنها تأثیر شکل هندسی نازل بر بازده را قابل ملاحظه پیش‌بینی کرده و به جریان غیر متقاطع در فضای میانی چرخ معتقد بودند. الگان (۲۰۰۰) در تحقیقات خود موارد زیر را نتیجه‌گیری کرد:

۱. توربین جریان متقاطع در محدوده وسیعی از بازدهی درجه، می‌تواند به‌صورت پربازده کار نماید؛
۲. بیشینه بازده در سرعت ثابت برای تمامی بازدهی‌ها در هد ثابتی اتفاق می‌افتد؛
۳. سرعت مربوط به بیشترین بازده با افزایش هد در بازدهی ثابت تغییر می‌نماید.

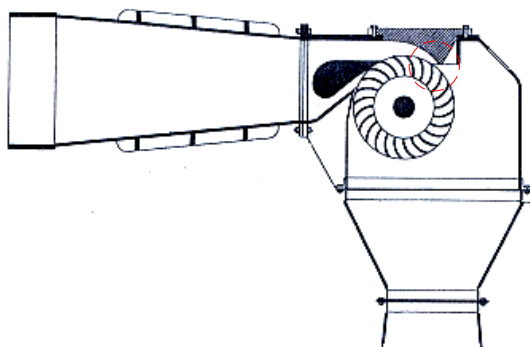
یکی از مهم‌ترین کارها توسط چوی (choi) صورت گرفت. (۲۰۰۸) و (۲۰۱۰) وی شبیه‌سازی کلی توربین جریان متقاطع به‌صورت دو بعدی را با شرایط آب و آب - هوا انجام داد. او در این مطالعات، تأثیر شکل نازل، تعداد و زاویه‌های پره‌های چرخ را بر روی عملکرد توربین، مورد بررسی قرار داد. مهم‌ترین نتیجه چوی در تحقیق خود نشان دادن نقش مهم لایه هوا بر بازده بود.

در سال‌های اخیر برخی از محققین نظیر زانت و همکاران (۲۰۱۰)، جانسون و همکاران (۲۰۱۰)، اندارد و همکاران (۲۰۱۱)، کروکر (۲۰۱۲)، و سامارتانو (۲۰۱۳) نیز تأثیر قسمت‌های مختلف توربین را بر بازده آن به‌صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار داده‌اند.



شکل (۱): توربین آبی و مدل هندسی

انتخاب شده است. زاویه نسبی ورودی (β_1) و خروجی پره‌ها (β_2) به ترتیب ۳۶ و ۹۰ هستند. پهنای نازل ۳۰۰ میلیمتر است. پهنای چرخ (B) و محفظه هر دو ۳۶۰ میلیمتر می‌باشد.



شکل (۲): شماتیک توربین جریان متقاطع

در مجموع برای دسته‌بندی مطالعه اثر پارامترهای مختلف باتوجه به جدول (۱) سه مورد کلی بررسی و گزارش شد. مشخصات کلی هندسی هر یک از این موارد در جدول (۲) آورده شده است.

جدول (۱): دسته‌بندی هندسه موارد مختلف

مورد	مشخصه
۱	مدل نیروگاه
۲	مدل اصلاح اولیه نازل
۳	مطالعه تأثیر استفاده از شیر هوا

جدول (۲): پارامترهای هندسی هر یک از موارد

پارامتر	مورد ۱	مورد ۲
β_1 (°)	۳۶	۳۶
β_2 (°)	۹۰	۹۰
D1 (mm)	۴۶۰	۴۶۰
D2 (mm)	۲۷۵	۲۷۵
α (°)	-	۱۳
B (mm)	۳۶۰	۳۶۰
Z	۲۴	۴

برخلاف مطالعات پیشین که بر روی توربین‌های با توان خروجی پایین و ابعاد کوچک انجام شده است، در این مطالعه، بررسی عددی میدان جریان درون توربین جریان متقاطع، روی هندسه توربین بانکی نیروگاه در ایران که تصویر و مدل هندسی آن در شکل (۱) دیده می‌شود؛ هد توربین، دبی جریان عبوری و سرعت دورانی در بیشترین بازده به ترتیب ۵۰ متر، ۰/۸۴ متر مکعب بر ثانیه و ۶۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد.

توربین بانکی نصب شده در نیروگاه، توان خروجی کمتر از حد انتظار را دارد. با درنظر گرفتن بازده معقول ۳۴۰ کیلووات، توربین بانکی مورد نظر باید توان خروجی مفید را داشته باشد؛ اما این در حالی است که در تست صورت گرفته در دور ۶۰۰ دور بر دقیقه توان خروجی آن کمتر از ۱۹۸ کیلو وات به‌دست آمده است. در شکل (۱)، توربین در کنار مدل هندسی آن مشاهده می‌گردد. بازده این توربین ۴۸ درصد است که بازده قابل قبولی نبوده و به دلیل مقرون به‌صرفه نبودن، این واحد پس از گذشت حدود ۱۰ سال همچنان از مدار خارج است. در این پژوهش با استفاده از «CFD» جریان درون توربین، مورد مطالعه قرار گرفته و مشکلات طراحی توربین، مشخص گردیده است و در نهایت، راه حل‌هایی برای بالا بردن بازده و افزایش عملکرد توربین ارائه شده است.

توصیف مدل

توربین مورد نظر در نیروگاه آبی در کشور برای تولید انرژی الکتریسیته نصب و به‌کار گرفته شده است. در شکل (۲) که شماتیک آن مشاهده می‌شود لوله ورودی نازل افقی درنظر گرفته شده است که شکلی مناسب برای محدوده ارتفاع ریزش بالا و متوسط شناخته می‌شود. تعداد پره‌های (Z) بکار رفته در توربین ۲۴ عدد و قطر اصلی (D_1) و داخلی چرخ (D_2) به ترتیب برابر ۴۶۰ و ۲۷۵ میلیمتر

در قدم اول، تلاش بر اصلاح شکل نازل متمرکز شد. همان طور که در شکل شماتیک نیز مشاهده می گردد در قسمت جلویی نازل پخی ای قرار دارد که بدون هیچ دلیل مهندسی سبب افت زیادی می شود. در اولین هندسه اصلاحی، با ثابت نگه داشتن شکل کلی نازل و بدون تغییر در سایر پارامترها، پخی موجود حذف گردید و زاویه حمله (α) ۱۳ درجه به دست آمد که در شکل (۲) نشان داده شده است. در این بین، زوایای حمله دیگر نیز، مورد بررسی قرار گرفت. لازم به ذکر است که مشخصات هندسی مورد ۳ همانند مورد ۲ انتخاب گردیده است (ر.ک: جدول ۱).

روش عددی

باتوجه به زمان بر بودن فرایند هم گرایی حل جریان در یک نقطه کاری، تمامی شبیه سازی ها در نقطه طراحی با تغییر در سرعت دورانی چرخ، صورت گرفته است. کل شبیه سازی جریان، سه بعدی و ناپایا با استفاده از نرم افزار تجاری Ansys CFX v.13 انجام شد. شاره های ویسکوز با روش دقت بالا محاسبه گردید که به معنای استفاده از روش پیش رونده مرتبه دو در نواحی با تغییرات شدید است. در فرایند محاسبه از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ با توابع دیواره تنظیم پذیر استفاده شد.

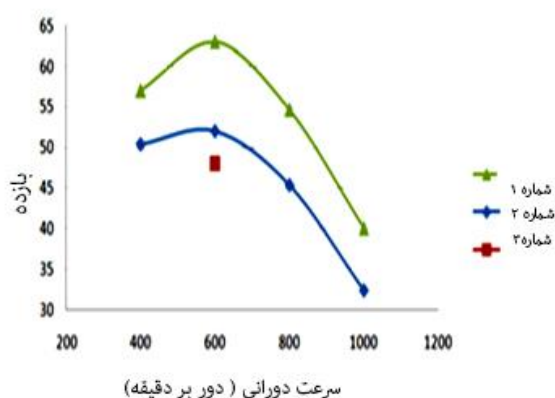
در این تحقیق برای مدل کردن چرخش چرخ بین صفحات چرخ، محفظه و نازل از مدل چرخ یخ زده استفاده شده است. در شبیه سازی چرخ یخ زده، بخش های چرخشی و ثابت، یک موقعیت نسبی ثابت نسبت به هم دارند. در این مدل چارچوب اصلی تغییر می کند، اما جهت نسبی میان مؤلفه های بین صفحات مشترک ثابت است. این آنالیز وقتی مفید خواهد بود که تغییرات محیطی جریان، بزرگ باشد. از معایب آن می توان به مدل نشدن اثرات گذرا در صفحات تغییر چارچوب و وابسته بودن جریان به یک موقعیت نسبی بین چرخ، نازل و محفظه اشاره نمود. برای مدل کردن

جریان دو فاز، از مدل همگن سطح آزاد استاندارد استفاده شده است. در شبیه سازی جریان های چند فاز به صورت همگن، فرض بر آن است که تمامی کمیت های انتقالی همانند میدان های سرعت و فشار (به جز کسر حجمی) در تمامی فازها یکسان است. مدل سطح آزاد نیز به وضعیتی از جریان دو فاز، همانند جریان درون کانال باز اشاره دارد که در آن فازها توسط صفحه مشخصی از هم جدا می شوند. در مرز ورودی نازل، شرط مرزی ورودی سرعت یکنواخت عمود بر سطح، با مقدار ۷.۸ متر بر ثانیه (به علت داشتن دبی جریان در ورودی) قرار داده و شدت آشفتگی به طور متوسط ۵ درصد در نظر گرفته شده است. شرط مرزی خروجی در صفحه خروجی لوله خروج، فشار اتمسفر قرار داده شده است. در محاسبات تک فاز آب در دمای ۲۵ درجه سانتیگراد و در تحلیل به صورت دوفاز که به منظور بررسی لایه هوا بر عملکرد توربین صورت پذیرفت، سیال عامل، هوا و آب در شرایط محیط در نظر گرفته شده است. شرط مرزی ورودی هوا، $\frac{Q_a}{Q} = 0.1$ در نظر گرفته شد که در آن Q دبی ورودی آب و Q_a دبی ورودی هواست. برای شرط اولیه حل ناپایا، در تمامی محاسبات ابتدا حل پایا انجام شد و سپس این حل به عنوان شرط اولیه حل ناپایا در نظر گرفته شده است. کل زمان محاسبه جریان، زمان یک دور کامل چرخ بوده است؛ که به طور مثال در دور ۶۰۰ دور بر دقیقه این زمان ۰/۱ ثانیه می باشد. گام زمانی ۰/۰۰۲ ثانیه در نظر گرفته شده است. تعداد سلول بهینه برای کاهش زمان و حجم محاسبات و همچنین دقت کافی در نتایج، مورد بررسی قرار گرفت. گشتاور خروجی روی پره ها و هد کل برای شرایط ورودی در بهترین نقطه عملکرد، به عنوان پارامتر ارزیابی تأثیر اندازه سلول محاسباتی بر روی حل استفاده می شوند. کمترین تعداد شبکه - که به ازای آن گشتاور خروجی با تغییرات کمی باقی مانده است - انتخاب شد. در تعداد سلول $10^6 \times 2/85$ که برای انجام محاسبات

اندازه‌گیری شده ۸/۳ درصد است.

از جمله دلایل این اختلاف، می‌توان به خطاهای حاصل از فرضیات ساده‌کننده در مدل‌های عددی، پردازش اطلاعات و یا تفاوت تلورانس‌های هندسی مدل با هندسه واقعی توربین اشاره نمود. لازم به ذکر است که بازده اندازه‌گیری شده، بیانگر بازده کلی توربین است که افت‌های مکانیکی توربین را نیز شامل می‌شود. این در حالی است که بازده به دست آمده از نتایج عددی بیانگر بازده هیدرولیکی توربین است.

همچنین در شکل (۵) مقایسه منحنی عملکرد بین مورد ۱ و ۲ نشان داده شده است (جدول ۱). منحنی عملکرد مربوط به مورد شماره ۲، نشانگر عملکرد توربینی با اصلاح شکل پنخ جلوی نازل و زاویه حمله ۱۳ درجه می‌باشد. بهترین نقطه عملکرد در هر دو مورد در سرعت دورانی ۶۰۰ دور بر دقیقه رخ داده است. افزایش بازده ناشی از اصلاح نازل ۱۱ درصد بوده است، که بیانگر تأثیر بسزای شکل نازل در عملکرد توربین است. در حقیقت اصلاح نازل، سبب انتقال منحنی عملکرد به سمت بازده‌های بالاتر گردیده است.

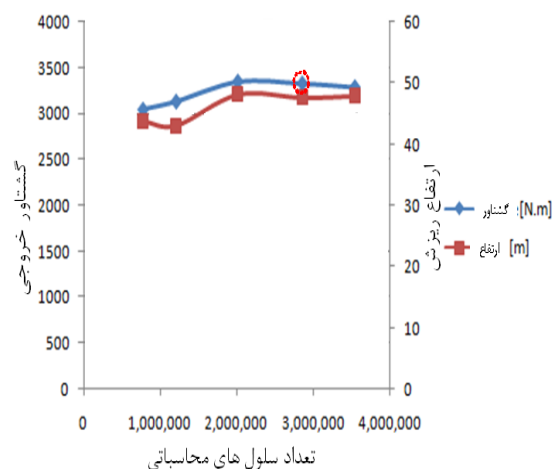


شکل (۵): بهبود بازده توربین با اصلاح شکل نازل

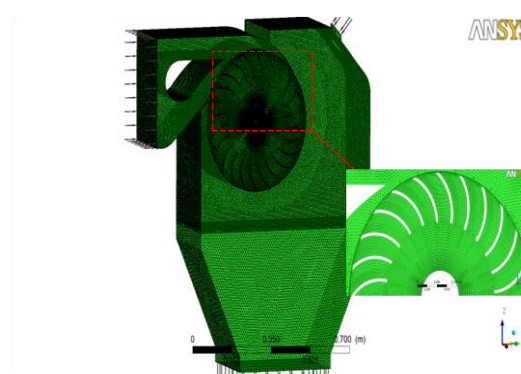
بررسی جریان در چرخ متحرک

شکل (۶) بردار سرعت مطلق در صفحه میانی میدان

انتخاب گردید، تغییرات زیادی در گشتاور خروجی توربین مشاهده نمی‌شود.



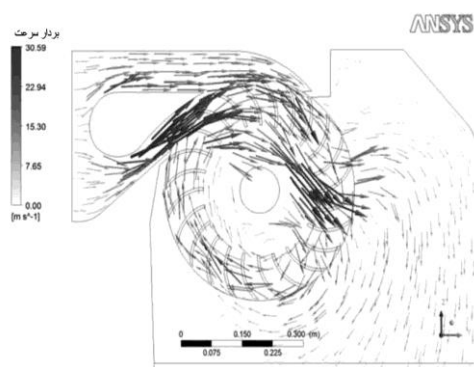
شکل (۳): عدم وابستگی نتایج به اندازه سلول محاسباتی



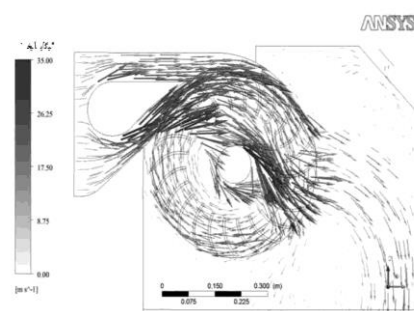
شکل (۴): شبکه سه بعدی به کار رفته در شبیه‌سازی

نتایج

در شکل (۵) منحنی مشخصه عملکرد توربین بانکی نیروگاه آبی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که بازده توربین با افزایش دور چرخ افزایش یافته است تا به بیشترین مقدار خود در سرعت دورانی ۶۰۰ دور بر دقیقه رسیده است. بیشترین بازده به دست آمده از شبیه‌سازی عددی ۵۰ درصد، و بازده اندازه‌گیری شده در این دور ۴۸ درصد است. همان‌طور که در شکل (۵) مشاهده می‌گردد، تطابق قابل قبولی بین نتایج عددی و داده اندازه‌گیری شده وجود دارد. خطای محاسبه شده بین مقادیر عددی و



شکل (۶): بردار سرعت جریان در دور ۶۰۰ در صفحه میانی مورد ۱

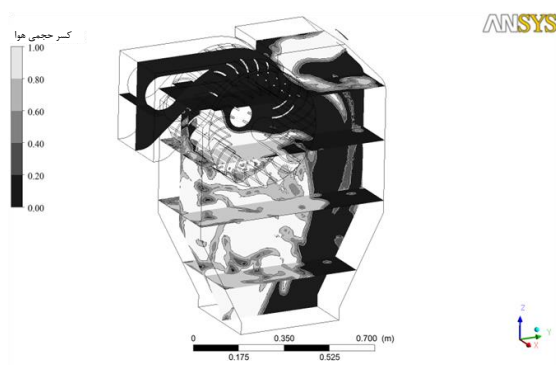


شکل (۷): بردار سرعت جریان در دور ۶۰۰ در صفحه میانی مورد ۲

سطوح هم‌تراز فشار استاتیک

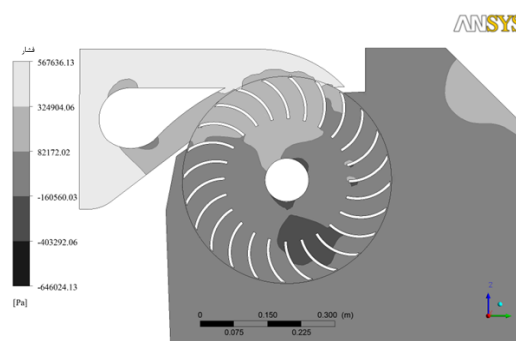
شکل (۸) و (۹)، سطوح هم‌تراز فشار استاتیکی را در صفحه میانی توربین مورد ۱ و ۲ (جدول ۱) را به ترتیب نشان می‌دهد. فشار ورودی توربین در گذر از میان نازل کاهش می‌یابد. در خروجی نازل فشار یکنواخت نیست، که این مسئله می‌تواند در بالانس دینامیکی چرخ مشکل ایجاد کند. فشار جریان در حین گذر از پره‌های چرخ، افت می‌کند که این افت فشار نشانگر انتقال توان آب به پره‌های چرخ می‌باشد. همان‌طور که در شکل‌های قبل نیز اشاره شد، در ناحیه با فشار پایین، جریان چرخشی درون چرخ ایجاد می‌گردد که باعث افت توان خروجی خواهد شد. در قسمت مکش پره‌ها نیز خصوصاً در مرحله دوم افت فشار وجود دارد، که نشانگر وجود ناحیه‌های کوچک چرخشی و ورتکس‌ها می‌باشد که می‌تواند باعث افت توان خروجی

جریان داخلی توربین مورد شماره ۱ (جدول ۱) را در سرعت دورانی ۶۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد. مشاهده می‌گردد که جریان ورودی نازل هنگام عبور از تیغه راهنما به دلیل کاهش سطح مقطع، شتاب گرفته و با انرژی جنبشی بیشتری به سمت چرخ حرکت می‌کند. هنگام ورود به مرحله اول، به دلیل برخورد جریان با قسمت پخ‌مانند جلوی نازل، سرعت آن به شدت کاسته می‌گردد. (شکل (۷) بردار سرعت مورد ۲ (جدول ۱) را نشان می‌دهد. از مقایسه مورد شماره ۱ و ۲ (جدول ۱) مشخص می‌شود که نه تنها جهت جریان، که مقدار سرعت ورودی به چرخ نیز کاسته شده است. لذا به‌طور حتم می‌توان بیان کرد که مهمترین عامل افت در توربین شماره (۱) شکل نامناسب نازل آن است. پس از آن، جریان وارد چرخ می‌شود. هنگام عبور از بین پره‌ها از انرژی جریان در مرحله اول کاسته می‌شود. این موضوع بیانگر انتقال انرژی سیال به پره‌های چرخ است. قسمتی از جریان، پس از خروج از مرحله اول وارد محیط داخلی چرخ می‌شود (جریان متقاطع) و قسمتی دیگر درون پره‌ها از مرحله اول به مرحله دوم کشیده می‌شود (جریان غیر متقاطع). نکته درخور اهمیت در اینجا برخورد جریان با شفت، هنگام خروج از مرحله اول توربین است. پیامد این برخورد، افت شدید انرژی در اثر شوک، پخش شدگی و تغییر جهت جریان ورودی به مرحله دوم است. مشاهده می‌گردد که قسمتی از جریان نوک نازل، بدون تبادل انرژی با پره‌های چرخ مستقیماً از نازل به درون محفظه نشستی پیدا می‌کند و از توربین خارج می‌شود. این پدیده نیز می‌تواند به عنوان یکی از عوامل افت در توربین‌های جریان متقاطع مورد توجه قرار گیرد.



شکل (۱۰): سطوح همتراز کسر حجمی هوا

چرخ گردد.

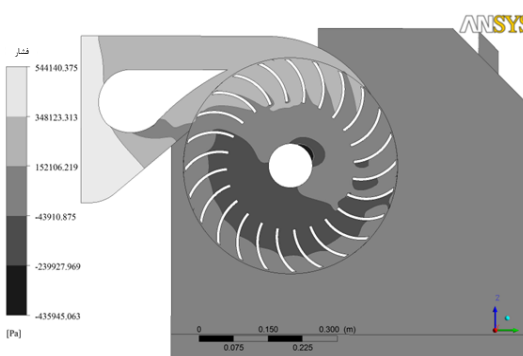


شکل (۸): سطوح همتراز فشار در صفحه میانی

در سرعت دورانی ۶۰۰ در مورد ۱

جدول (۳): اختلاف عملکرد توربین با سیال عامل آب و آب - هوا

بازده و توان خروجی	آب- هوا (مورد ۳)	آب (مورد ۲)
بیشینه بازده (%)	۶۶	۶۳
اختلاف بیشینه بازده (%)	۳	
کل توان خروجی	۲۳۱/۲ kW	۲۱۴ kW
اختلاف کل توان خروجی	۱۷/۲ kW	



شکل (۹): سطوح همتراز فشار در صفحه میانی

در سرعت دورانی ۶۰۰ در مورد ۲

مطالعه نقش لایه هوا در عملکرد توربین (مورد جدول ۱)

شکل (۱۰) کسر حجمی هوا و بردار سرعت مطلق آب در میدان جریان توربین بانکی را نشان می‌دهد. هوای موجود، سبب کاهش افت توان خروجی ناشی از جریان چرخشی در چرخ توربین می‌شود. قابل ذکر است که جریان‌های ثانویه ایجاد شده در محفظه نیز، به علت حضور هوا بسیار کم‌رنگ‌تر شده است. در جدول (۳) اختلاف میان بهترین بازده و توان خروجی توربین با سیال عامل آب و آب - هوا نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود تفاوت ۳ درصدی بازده هنگام استفاده از سیال آب - هوا قابل تأمل است.

جدول (۴): توان خروجی و بازده موارد مختلف در

$Q=0.840(m^3/s)$ و $N=600(rpm)$

شماره موارد	توان خروجی (kW)	اختلاف فشار کل (Pa)	بازده (%)
۱ (مدل نیروگاه)	۲۰۹/۳۰۶	۴۷۶۹۴۴/۵۹	۵۰
۲ (مدل اصلاح نازل)	۲۱۳/۹۵۹	۴۰۴۲۵۱	۶۳
۳ (شیر مکش هوا)	۲۲۹/۸۶۶	۴۱۶۰۹۳/۵	۶۶

نتیجه گیری

جریان درون توربین جریان متقاطع (میشل - بانکی) به صورت گذرا و سه بعدی شبیه سازی شد. هندسه توربین شامل نازل، تیغه راهنما، چرخ، محور و محفظه است. محاسبات در تعداد سلول های مختلفی مقایسه شد و در نهایت باتوجه به هزینه محاسباتی و دقت نتایج، تعداد $2/85 \times 10^6$ سلول انتخاب گردید. محاسبات برای شش مورد مختلف انجام شد. منحنی عملکرد توربین نیروگاه (مورد ۱، جدول ۱) و توربین با اصلاح نازل (مورد ۲ جدول ۱) در سرعت های دورانی ۴۰۰، ۶۰۰، ۸۰۰ و ۱۰۰۰ دور بر دقیقه محاسبه و ترسیم شد و با داده اندازه گیری شده مورد اعتبار قرار گرفت که نتایج تطابق قابل قبولی را نشان می دهند. نتایج به دست آمده از شبیه سازی عددی جریان، یکی از مهمترین عوامل افت عملکرد را شکل نامناسب نازل معرفی کرد. به منظور بررسی اثر شیر هوا بر عملکرد توربین، جریان به صورت دو فاز آب - هوا نیز بررسی شد. در این بررسی (مدل شماره ۳) از مدل همگن سطح آزاد استفاده شد و همان طور که در جدول (۳) گزارش شد، استفاده از شیر هوا باعث افزایش ۳ درصدی بازده نسبت به مورد دو می شود. در نهایت با اصلاح توربین، بازده آن از ۵۰ درصد (بازده محاسباتی) در مورد ۱ به ۶۶ درصد در مورد ۳ افزایش یافت. به عبارت دیگر بازده توربین جریان متقاطع نیروگاه ۱۴ درصد افزایش داده شد که نتایج به طور خلاصه در جدول (۴) ارائه شده است.

مراجع

- IAHR symposium on hydraulic machinery and systems.
- Croquer, S.D., Andrade, J., Clarambaux, J., Jeanty F. and Asuaje, M. (2012). Numerical investigation of a Banki turbine in transient state: reaction ratio determination. ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2593-2605.
- Desai, V.R., Aziz, N.M. (1991). An Experimental Investigation Of Cross Flow Turbine Efficiency. J. Energy Engineering, 2, 57-70.
- Fiuzat, A., Akekar, B. P. (1989). The Use of Interior Guide Tube In Cross Flow Turbines. WATERPOWER 89 ASCE Conference, 2, 1111-1119.
- Fukutomi, J., et al. (1991). A Numerical Method of Flow Through A Cross Flow Runner. JSME International Journal, 241, 1436-1440.
- Fukutomi, J., et al. (1995). Unsteady Fluid Forces On A Blade In A Cross Flow Turbine. JSME international journal, series B, vol. 38(3), 404-410.
- Johnson, P. B., Gretton, G. I., McCombers, T. (2010). Numerical modelling of cross-flow turbines: a direct comparison of four prediction techniques. 3rd International Conference on Ocean Energy. ICOE, October.
- Khosrowpanah S., Fiuzat A. (1988). Experiment Study of Cross-Flow Turbin. J. Hydraulic engineering, 3, 299-314.
- Mockmore, C. A., Merryfield F. (1949). The Banki Water Turbine", Engineering Experiment Station. Oregon state colleg, Corvallis, Oregon, No 25.
- Olgun H. (2000). Investigation of the Performance of Cross Flow Turbine. International journal of energy research, John Willy & Sons, 953-964.
- Sammartano, V., et al. (2013). Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis, Energies, 6, 2362-2385.
- Zanette, J., Imbault, D., Tourab, A. (2010). A design methodology for cross flow water turbines. Renewable Energy, 35 (5), 997-1009.

- Andrade, J., Curiel, C., Kenyery, F., Aguilón, O., Vásquez, A., Asuaje, M. (2011). Numerical investigation of the internal flow in a Banki turbine. Int. J. Rotating Machinery, 841214:1-841214:12.
- Choi, Y.D. (2008). Performance and internal flow characteristic of cross flow hydro turbine by the shape of nozzle and runner blade. J. Fluid Science and Technology, 3, 398-409.
- Choi, Y.D. (2010). Performance improvement of a cross flow hydro turbine by air layer effect, 25th