

طراحی و تحلیل عملکرد توربین بخار یک طبقه ضربه‌ای به عنوان محرک سیستم‌های مکانیکی

جعفر نژادعلی

استادیار دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه مازندران

j.nejad@umz.ac.ir

چکیده

واژگان کلیدی

توربین بخار یک طبقه ضربه‌ای
نازل فراصوت
منحنی عملکرد
مثلث سرعت
شبیه‌سازی عددی

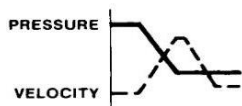
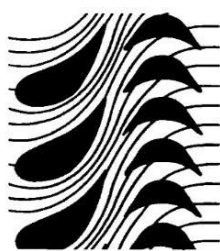
تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۰۵/۰۸
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۴/۲۷

توربین‌های بخار یک طبقه نوع ضربه‌ای به عنوان محرک سیستم‌های مکانیکی همچون پمپ‌ها، فن‌ها، دمنده‌ها و کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرند. توربین‌های ضربه‌ای، می‌توانند تغییر فشار و آنتالپی زیادی در یک طبقه ایجاد کنند ضمن آنکه تمام افت فشار در نازل‌ها صورت می‌گیرد و هیچگونه تغییر فشاری در روتور وجود ندارد. گشتاور وارد شده به شفت در این نوع توربین‌ها حاصل تغییر ممنتوم سیال در پره‌های متحرک در مسیر دوران می‌باشد. در این مقاله روش طراحی آیرودینامیکی توربین بخار یک طبقه نوع ضربه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور طراحی آیرودینامیکی یک نوع توربین بخار ضربه‌ای که به عنوان محرک یک پمپ سانتریفیوژ با سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور بر دقیقه و توان مصرفی ۳۰ کیلووات می‌باشد، مورد مطالعه قرار گرفته است. حداکثر توان تولیدی توربین حدود ۴۵ کیلووات و حداکثر سرعت دورانی آن ۴۵۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد. قطر روتور توربین ۴۰۰ میلی‌متر است. رفتار سیال در یک طبقه ضربه‌ای شامل نازل و روتور به صورت تئوری و با بررسی مثلث‌های سرعت مورد مطالعه قرار گرفته است و پس از طراحی آیرودینامیکی، جریان سیال در توربین به کمک دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده است. نتایج شبیه‌سازی به صورت منحنی‌های عملکردی ارائه شده‌اند. نتایج تحلیل‌های تئوری همخوانی قابل قبولی با نتایج شبیه‌سازی عددی دارند.

۱ مقدمه

می‌شود. تغییرات فشار و سرعت در یک طبقه ضربه‌ای در شکل ۱ نشان داده شده است. توربین‌های ضربه‌ای می‌توانند یک طبقه یا چند طبقه باشند.



شکل ۱: تغییرات فشار و سرعت در یک طبقه ضربه‌ای [۲]

توربین‌های بخار یک طبقه نوع ضربه‌ای، که بیشتر به عنوان محرک سیستم‌های مکانیکی شامل: پمپ‌ها، فن‌ها، دمنده‌ها، کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرند، در ردیف توربین‌های با سرعت مخصوص پایین می‌باشند. یعنی در دبی پایین‌تر به ازای نسبت فشار بزرگتر (P_{out}/P_{in}) کار مخصوص بیشتری تولید می‌کنند [۲]. در این نوع توربین‌ها برای ایجاد نسبت فشار بالا و در نتیجه افزایش سرعت سیال معمولاً از نازل‌های فراصوت^۵ استفاده می‌شود. نمونه‌ای از این نوع توربین در شکل ۲ نشان داده شده است.

توربین بخار مدرن، اولین بار در اواخر قرن نوزده میلادی توسط چارلز پارسونز^۱ ابداع شد و اولین مدل آن به یک دینام متصل شد که ۷/۵ کیلووات برق تولید می‌کرد، این توربین از نوع عکس‌العملی^۲ بود. در همین زمان یک دانشمند سوئدی به نام گوستاف دیلاوال^۳ نوع دیگری از توربین بخار را ارائه کرد که در آن قبل از آنکه بخار وارد پره‌های توربین شود، شتاب گرفته تا سرعت آن به حداکثر برسد. این توربین از نوع ضربه‌ای^۴ بوده و نیاز به فشار تثبیت شده نداشته و در هر فشاری از بخار کار می‌کند؛ ولی بازدهی آن نسبت به توربین عکس‌العملی کمتر است.

توربین‌های بخار انواع مختلفی دارند. این توربین‌ها می‌توانند از نوع یک طبقه و یا چندطبقه (تعداد طبقات می‌تواند از ۳۰ نیز فراتر رود)، باشند. بنابراین ظرفیت توربین‌ها با توجه به کاربرد گسترده آن‌ها در صنایع، پالایشگاه‌ها و نیروگاه‌ها، از چند کیلووات شروع شده و تا چند هزار مگاوات نیز می‌رسد [۱].

در توربین‌های نوع ضربه‌ای، بخار با سرعت زیاد و فشار کم فقط در یک ردیف نازل انبساط پیدا می‌کند و از نازل‌ها خارج می‌شود و پس از برخورد به پره‌های متحرک انرژی جنبشی خود را به روتور منتقل می‌کند و از توربین خارج می‌شود. در این نوع توربین‌ها هیچگونه افت فشاری در پره‌های متحرک وجود ندارد و به عبارت دیگر فقط انرژی جنبشی بخار به انرژی مکانیکی تبدیل

¹Sir Charles Parsons

²Reaction

³Gustaf de Laval

⁴Impulse

⁵Supersonic

خط جریان میانی انجام می‌شود، که بر این فرض استوار است که روندهای ترمودینامیکی که توسط سیال عامل طی می‌شوند را می‌توان با مثلث سرعت در خط جریان میانی معرفی کرد. ابزارهای محاسباتی می‌توانند برای تحلیل سیکل‌های پیچیده از جمله شبیه سازی شرایط خارج از نقطه طراحی، و بهینه سازی سیکل برای انجام وظایف متفاوت استفاده شوند.

هدف از این پروژه طراحی آیرودینامیکی توربین بخار یک طبقه نوع ضربه‌ای می‌باشد. به این منظور جریان سیال در نازل‌ها و پره‌های متحرک به صورت تئوری مورد تحلیل و مطالعه قرار گرفته تا اطلاعات لازم جهت طراحی توربین به دست آید. جریان سیال در توربین طراحی شده سرانجام به صورت عددی شبیه سازی شده و منحنی‌های عملکردی آن به دست آمده است. نحوه عملکرد توربین برای به حرکت درآوردن پمپی که در سرعت دورانی 2900 rpm و توان مصرفی 30 kW کار کند نیز مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است.

۲ مشخصات توربین

توربین بخار ضربه‌ای یک طبقه با حداکثر توان خروجی ۴۵ کیلووات؛ حداکثر سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور بر دقیقه؛ قطر میانی روتور ۴۰۰ میلی‌متر، فشار مطلق و دمای ورودی در شرایط نرمال ۲۵ بار و ۳۸۲ درجه سلسیوس و فشار خروجی ۸/۲ بار می‌باشد.

۳ طراحی نازل

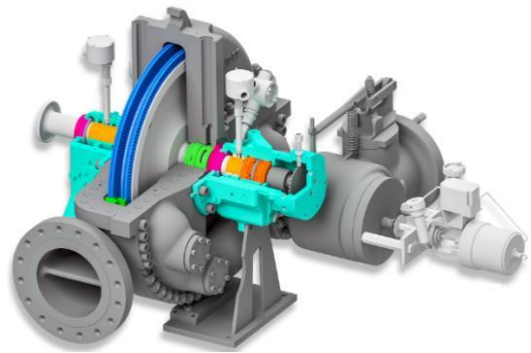
همان‌طور که گفته شد در طبقه‌ی ضربه‌ای همه افت فشار در نازل صورت می‌گیرد و در پره‌های متحرک تغییر فشاری وجود ندارد. بنابراین فشار خروجی از طبقه را می‌توان فشار خروجی نازل در نظر گرفت. از آنجاییکه نسبت فشار نازل (نسبت فشار خروجی به ورودی) از مقدار بحرانی برای بخار یعنی 0.546 کمتر می‌باشد، بنابراین می‌بایست از نازل‌های همگرا - واگرا (فراصوت) استفاده کرد [۱۰].

برای به دست آوردن یک نازل بهینه از روش خطوط مشخصه نازل واگرای شبه دویبعی در طراحی استفاده شده است [۱۰، ۱۱]. ارتفاع نازل‌ها ۱۲ میلی‌متر و تعداد نازل‌ها با توجه به درجه پذیرش جزئی 1° عدد ۲ در نظر گرفته شده است. زاویه خروجی نازل نیز 2° درجه می‌باشد. در شکل ۳ پروفیل نازل طراحی شده نشان داده شده است.

۴ محاسبه بازده پره با استفاده از مثلث‌های سرعت

در این قسمت به بررسی مثلث سرعت در پره‌های روتور می‌پردازیم. در شکل ۴ مثلث‌های سرعت در ورودی و خروجی پره رسم شده است.

در این شکل U معرف سرعت مماسی، W سرعت نسبی و C سرعت مطلق سیال می‌باشد. α و β نیز به ترتیب زاویه مطلق و زاویه نسبی جریان می‌باشند. سرعت مطلق بخار ورودی به پره با استفاده از رابطه (۱) قابل



شکل ۲: نمونه ای از توربین بخار یک طبقه نوع ضربه‌ای محرک سیستم‌های مکانیکی

روند طراحی یک توربوماشین فعالیت مهندسی بسیار پیچیده‌ای است که شامل توجه به جنبه‌های ترمودینامیکی، آیرودینامیکی، تکنولوژیکی، ساختاری و اقتصادی آن می‌باشد. مطالعات انجام گرفته در زمینه توربین‌های بخار نیز از این دیدگاه‌ها سرچشمه می‌گیرند. ماریوس^۱ با استفاده از روش‌های عددی، تنش‌های ناپایا و شکست خستگی در روتورهای ضربه‌ای توربین بخار را مورد مطالعه و بررسی قرار داد [۴]. کوشواها^۲ و همکاران مشکلات اصلی توربین‌های بخار از جمله استرس خوردگی، ترک خوردگی روتور و دیسک، خستگی^۳ در پره‌ها و خوردگی ناشی از شتاب‌گیری سیال در پره‌ها را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. همچنین روش‌های تعمیر و جوشکاری پره‌های ترک خورده را نیز مورد مطالعه قرار دادند [۵]. آستنکار^۴ و همکاران جهت بررسی کاهش تنش‌های وارده در طبقه ضربه‌ای توربین بخار از نرم‌افزار انسیس استفاده کردند [۶]. آکیلا^۵ و همکاران ضمن طراحی طبقه ضربه‌ای یک توربین بخار، جریان سیال را با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مورد شبیه‌سازی قرار دادند. آن‌ها به کمک روش‌های عددی توانستند پروفیل پره طبقه ضربه‌ای را بهبود دهند [۷].

فرانچسکو^۶ و همکاران از روش دینامیک سیالات محاسباتی و با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت^۷ بخار مرطوب در توربین‌های بخار را شبیه‌سازی و مورد مطالعه قرار دادند و نتایج به دست آمده را با روش‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند [۸]. هانگ-جی^۸ و همکاران اثر تزریق جزئی^۹ بر عملکرد و ارتعاشات یک توربین بخار یک طبقه با شیپوره فراصوت را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش تزریق جزئی، راندمان در نقطه طراحی افزایش می‌یابد. همچنین کاهش تزریق جزئی سبب افزایش میزان ارتعاشات در توربین می‌شود [۹].

طراحی آیرودینامیکی و حرارتی در توربوماشین‌ها را می‌توان به واسطه روندهای تکراری متشکل از گام‌های مختلف انجام داد، که در آن مقادیر فرض شده (یا محاسبه شده) گام قبل بصورت پیش‌رونده اصلاح می‌شوند. طراحی‌ها معمولاً با تمرکز روی تقریب‌های عملکرد جریان روی خط جریان میانی شروع می‌شوند. در انتخاب مسیر سیال برای یک توربین جدید، طراح موظف است مطالعات مربوط به بهینه‌سازی را انجام دهد، که شامل محاسبه مثلث‌های سرعت به منظور دستیابی به کمینه اتلافات است. بدین وسیله طول پره‌ها و شعاع‌ها خیلی زود در چرخه طراحی، قبل از اینکه شکل پره‌ها بدست آیند، تعیین می‌شوند. این عمل بواسطه محاسبه مثلث سرعت

¹Mariusz ²Kushwaha ³Fatigue ⁴Astonkar ⁵Achillea ⁶Francesco ⁷Ansys Fluent ⁸Hang Gi ⁹Partial admission ¹⁰Degree of partial admission

محاسبه می‌باشد [۱۲].

$$C_1 = \sqrt{2(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

با مشخص بودن سرعت مماسی (U)، زاویه مطلق جریان خروجی از نازل (ورودی به پره) (α_1) و سرعت مطلق ورودی به پره (C_1)، و استفاده از قاعده کسینوس‌ها در مثلث مقدار سرعت نسبی ورودی با استفاده از رابطه (۲) محاسبه می‌شود. زاویه نسبی خروجی جریان نیز از رابطه (۳) محاسبه می‌شود.

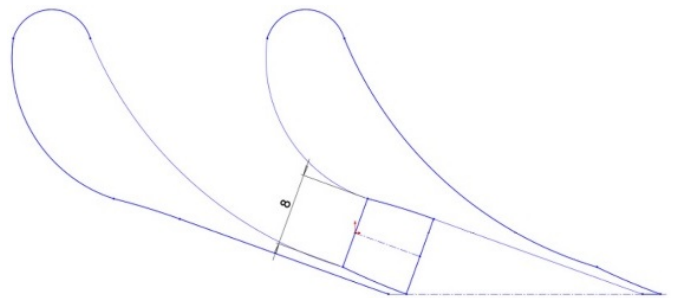
$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1} \quad (2)$$

$$\sin \beta_1 = \frac{C_1}{W_1} \sin \alpha_1 \quad (3)$$

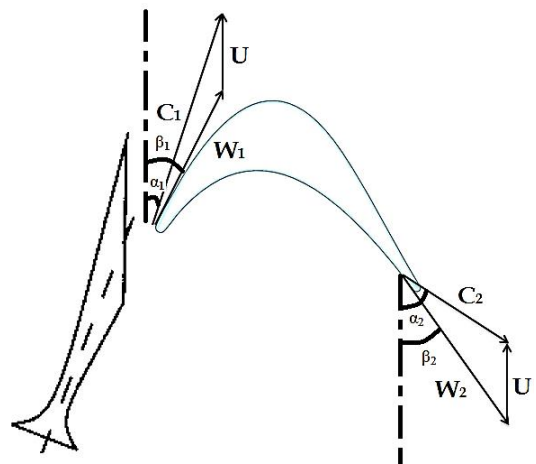
با فرض حدود ۳ درجه انحراف برای زاویه خروجی جریان از پره، و نیز در نظر گرفتن ۸۵٪ برای ضریب سرعت^۱ مثلث سرعت خروجی نیز به دست می‌آید. پارامترهای مثلث سرعت در جدول ۱ ارائه شده‌اند. با جایگزینی نتایج جدول ۱ در رابطه (۴)، بازده پره قابل محاسبه می‌باشد.

$$\eta_u = \frac{U \sum (C_{1u} - C_{2u})}{C_1^2 / 2} \quad (4)$$

پس از جایگزینی مقدار بازدهی پره ۳۶/۳ درصد به دست آمده است.



شکل ۳: پروفیل نازل طراحی شده به کمک روش خطوط مشخصه



شکل ۴: مثلث‌های سرعت در طبقه ضربه‌ای

۵ محاسبه دبی جرمی

توان مصرفی یک توربین را می‌توان در حالت کلی از رابطه (۵) محاسبه کرد. البته برای محاسبه مقدار دقیق‌تر می‌بایست راندمان مکانیکی، راندمان ژنراتور و راندمان داخلی توربین نیز در آن ضرب شوند.

$$P = \dot{m} \Delta H \quad (5)$$

بنابراین دبی جرمی عبوری از توربین با استفاده از رابطه (۶) قابل محاسبه می‌باشد.

$$\dot{m} = \frac{P}{\Delta H \times \eta_i \times \eta_{mech} \times \eta_{Gen}} \quad (6)$$

که در این رابطه، η_i بازده داخلی توربین، η_{mech} بازده مکانیکی و η_{Gen} بازده ژنراتور می‌باشد و ΔH نمایانگر افت آنتالپی است [۱۳].

راندمان مکانیکی را ۹۵٪ و راندمان ژنراتور را ۹۲٪ در نظر می‌گیریم. توان ماکزیمم توربین حدود ۴۵ کیلووات می‌باشد [۱۳].

مهمترین تلفات در توربین شامل تلفات در نازل، تلفات در پره‌های متحرک، تلفات خروجی و تلفات بادزدگی^۲ می‌باشد. تلفات بادزدگی با استفاده از رابطه (۷) و رابطه تجربی ارائه شده توسط فورنر^۳ برای قدرت اصطکاکی دیسک (N_{wind}) قابل محاسبه می‌باشد [۱۳].

$$h_{fr,w} = \frac{1.02 \times N_{wind}}{427 \times \dot{m}} \quad (7)$$

بازده داخلی توربین از رابطه (۸) قابل محاسبه می‌باشد که در واقع نسبت تغییر آنتالپی واقعی به تغییر آنتالپی تئوری (آیزنروپیک) می‌باشد [۱۴].

$$\eta_i = \frac{\Delta H}{\Delta H_{is}} = \frac{\Delta H - h_{loss}}{\Delta H} \quad (8)$$

بنابراین دبی جرمی توربین با حدس اولیه برای بازده داخلی و یک سری محاسبات رفت و برگشتی بین روابط (۶)، (۷) و (۸) برای رسیدن به خطای بسیار پایین، قابل محاسبه می‌باشد. دبی جرمی محاسبه شده برای توربین ضربه‌ای ۵۴۴ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

۶ پروفیل پره‌ها

با استفاده از زوایای ورودی و خروجی جریان که به وسیله مثلث‌های سرعت محاسبه شدند و نیز با در نظر گرفتن اندکی زاویه شوک (حدود ۵ درجه) [۳]، زوایای ورودی و خروجی پره محاسبه می‌شوند. در این طراحی برای پره ضربه‌ای، پره‌های با زوایای ورودی و خروجی ناهمسان به کار گرفته شده‌اند. برای به دست آوردن شکل آیرودینامیکی پره از روش ارائه شده توسط آنگیر^۴ استفاده شده است [۱۵]. تعداد پره‌ها ۹۳ در نظر گرفته شده است و ارتفاع پره‌ها ۱۹ میلی‌متر می‌باشد. تصویر روتور و پروفیل پره‌های ضربه‌ای در شکل ۵ نشان داده شده‌است.

^۱ ضریب سرعت به صورت نسبت سرعت نسبی خروجی به ورودی پره تعریف می‌شود که به واسطه وجود تلفات پروفیل منظور می‌شود.

^۲Windage

^۳Fornier

^۴Aungier

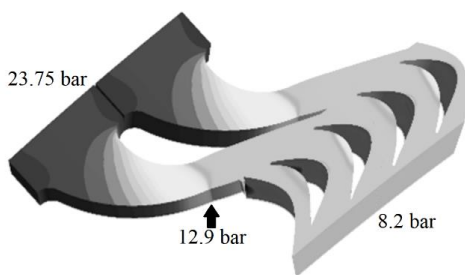
جدول ۱: پارامترهای مثلث سرعت

| α_1 | β_1 | C_1 | W_1 | U | C_2 | W_2 | α_2 | β_2 | k |
|------------|-----------|-------|-------|------|--------|-------|------------|-----------|------|
| ۲۰° | ۲۳° | ۷۰۴/۵ | ۶۱۶/۸ | ۹۴/۲ | ۴۳۶/۳۹ | ۵۲۴/۲ | ۲۴/۲° | ۲۰° | ۰/۸۵ |

قرار گیرد. در طول عملیات تولید شبکه سعی شد تا کیفیت متعامد بودن^۱، کشیدگی^۲ و نسبت منطری^۳ در محدوده مطلوب قرار گیرند. همچنین عدم وابستگی نتایج به شبکه محاسباتی نیز مورد بررسی قرار گرفته است. در تحلیل مجموعه حاضر، جهت شبیه‌سازی عددی جریان از نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس^۴ که از کوپل کامل بین معادلات ممتوم و فشار برای حل بهره می‌برد، استفاده شده است. و برای گسسته سازی معادلات مومتوم، فشار، انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلاف آشفتگی، مدل کیفیت بالا^۵ به کار گرفته شده است.

شرایط مرزی در نظر گرفته شده شامل شرط دبی ورودی برای جریان ورودی به نازل و شرط مرزی فشار استاتیک میانگین خروجی برای خروجی پره و برای محل اتصال نازل و روتور از شرط سطح مشترک^۶ با در نظر گرفتن روش روتور یخ‌زده^۷ استفاده شده است [۱۷]. برای مدل‌سازی آشفتگی از روش SST استفاده شده است. شبیه‌سازی جریان برای نقطه طراحی و سرعت‌های دورانی مختلف انجام شده و نتایج به صورت منحنی راندمان برحسب نسبت سرعت ارائه شده است. همچنین با توجه به شرایط کارکرد پمپ مورد نظر، شبیه‌سازی در سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور بر دقیقه و فشار خروجی ۵/۵bar و دبی‌های مختلف انجام شد و منحنی‌های عملکردی توربین یا خط ویلان^۸ رسم شده است.

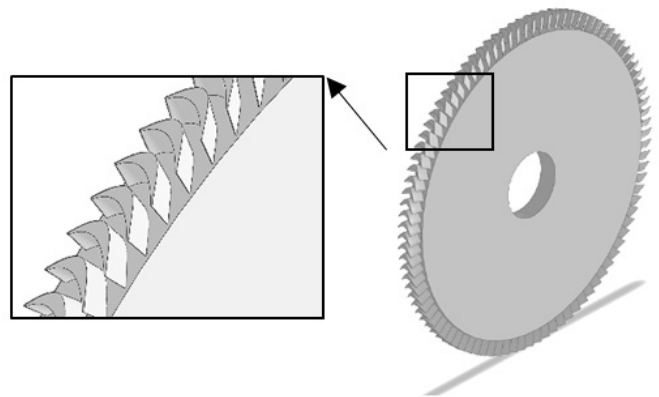
در شکل ۶ کانتور فشار در شرایط کارکرد توربین در نقطه طراحی یعنی سرعت دورانی ۴۵۰۰ دور بر دقیقه و دبی ورودی ۰/۵۴۴ کیلوگرم بر ثانیه و فشار مطلق خروجی ۲/۸bar و فشار ورودی ۲۳/۷۵bar (با در نظر گرفتن ۵ درصد افت در شیرهای تنظیم) نشان داده شده است.



شکل ۶: کانتور فشار در نقطه طراحی توربین

۸ منحنی‌های عملکرد توربین، حاصل از شبیه‌سازی عددی

در شکل ۷ منحنی راندمان آیزن‌تروپیک بر حسب نسبت سرعت در شکل ۷ برای توربین (به دست آمده از شبیه‌سازی عددی) نشان داده شده است. نکته قابل توجه این است که اگرچه از لحاظ تئوری توربین



شکل ۵: روتور و پروفیل پره‌ها

۷ شبیه‌سازی عددی جریان در توربین طراحی شده

جهت بررسی عملکرد توربین بخار طراحی شده، جریان سیال در این توربین به صورت عددی مورد شبیه‌سازی قرار گرفته است. از حل معادلات ناویر-استوکس میانگین رینولدز در شرایط کاری مختلف برای شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال استفاده شده است. فرم تانسوری معادلات ناویر-استوکس شامل معادله پیوستگی و ممتوم برای سیال نیوتنی تراکم‌ناپذیر، به صورت متوسط زمانی:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} = \bar{f}_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (10)$$

که f_i معرف نیروهای خارجی همچون گرانش و نیروهای مغناطیسی می‌باشد. با استفاده از معادله بقای جرم، با اندکی تغییرات معادله ممتوم به صورت زیر درمی‌آید.

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (11)$$

که در آن $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ ، نرخ متوسط تانسور کرنش می‌باشد. با حذف ترم وابسته به زمان برای جریان پایا خواهیم داشت [۱۶]:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (12)$$

شبکه محاسباتی مناسب یکی از مسایل اساسی در حل صحیح عددی مسائل جریان سیالات می‌باشد. بنابراین با توجه به ظرفیت سخت‌افزاری کامپیوتر سعی شد تا شبکه محاسباتی مناسبی جهت شبیه‌سازی جریان مورد استفاده

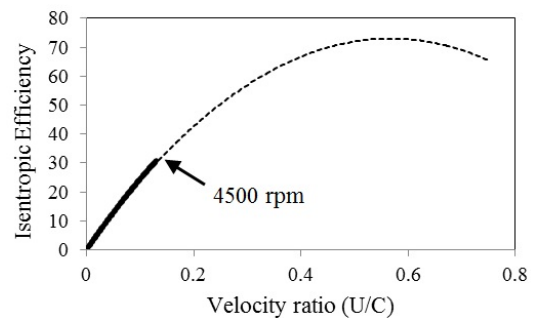
¹Orthogonality ²Skewness ³Aspect ratio ⁴Ansys CFX ⁵High resolution ⁶Interface ⁷Frozen rotor ⁸Willans line

ضربه‌ای مورد مطالعه قرار گرفته است. با استفاده از مفهوم مثلث‌های سرعت جریان سیال در یک طبقه به صورت تئوری مورد تحلیل قرار گرفت و سرانجام توربین طراحی شده با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده و منحنی‌های عملکردی آن رسم شده‌اند. راندمان نقطه طراحی در شبیه‌سازی عددی با نتایج تئوری (مثلث‌های سرعت) تطابق خوبی داشت. برای استفاده از این توربین به عنوان درایور پمپی که در شرایط سرعت دورانی 2900 rpm و توان مصرفی 30 kW کیلووات کار می‌کند، می‌توان از منحنی عملکردی که خط ویلان نامیده می‌شود استفاده کرد. دبی جرمی گارانتی شده برای استفاده از توربین به عنوان درایور پمپ یاد شده 0.48 kg/s کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

مراجع

- [1] Tanuma, Tadashi. *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. Woodhead Publishing, 2017.
- [2] Forsthoffer, Michael S. *More Best Practices for Rotating Equipment*. Butterworth-Heinemann, 2017.
- [3] Horlock, JH and Turbines, Axial Flow. Butterworths. *Axial Flow Turbines*, 1966.
- [4] Banaszkiwicz, Mariusz. Numerical investigations of crack initiation in impulse steam turbine rotors subject to thermo-mechanical fatigue. *Applied Thermal Engineering*, 138:761-773, 2018.
- [5] Kushwaha, AD, Soni, A, and Garewal, L. Critical review paper of steam turbine blades corrosion and its solutions. *International Journal of Scientific Research and Engineering Trends*, 3(4), 2014.
- [6] Astonkar, Dhiraj V, Nandgaonkar, Mahesh S, and Mokhadkar, Pawan A. Modeling and analysis of single stage steam turbine rotor. *International Journal of pure and applied research in engineering and technology*, 4(9):184-197, 2016.
- [7] Achillea, M., Cardarellib, S., Pantanoc, F., and Zitod, M. Design and cfd analysis of a curtis turbine stage, PROCEEDINGS OF ECOS 2016.
- [8] Francesco, Giacomelli, Federico, Mazzelli, and Adriano, Milazzo. Cfd modelling of the condensation inside a cascade of steam turbine blades: comparison with an experimental test case. *Energy Procedia*, 126:730-737, 2017.
- [9] Lee, Hang Gi, Shin, Ju Hyun, Choi, Chang-Ho, Jeong, Eunhwan, and Kwon, Sejin. Partial admission effect on the performance and vibration of a supersonic impulse turbine. *Acta Astronautica*, 145:105-115, 2018.
- [10] Ohlsson, Gunnar O. Partial-admission turbines. *Journal of the Aerospace Sciences*, 29(9):1017-1023, 1962.
- [11] John, DA and Anderson, D. Modern compressible flow, 2003.
- [12] Živković, Martina, Orović, Josip, and Poljak, Igor. Analysis of steam turbines for feed water pumps on lng ships. in

در نسبت سرعت حدود $\frac{\cos \alpha}{\gamma}$ (با توجه به زاویه خروجی نازل در طراحی توربین این مقدار حدود 0.5 می‌باشد). بهترین بازدهی را دارد [۱۸]. ولی به دلیل محدودیت‌های مکانیکی و با توجه به کاربرد این توربین به عنوان محرک پمپ، حداکثر سرعت توربین حدود 4500 rpm می‌باشد. که نقطه مورد نظر در شکل ۷ مشخص شده است. بنابراین در صورتیکه محدودیت‌های مکانیکی مانند جنس روتور و پره‌ها، یاتاقان‌ها، سرعت‌های بحرانی و ... برطرف شود، این توربین می‌تواند در سرعت‌های دورانی بالاتر نیز کار کند و به راندمان 70% تا 80% درصد برسد. با توجه به منحنی شکل ۷ راندمان نقطه طراحی در شبیه‌سازی عددی حدود 31% درصد می‌باشد. که با نتایج تئوری (مثلث‌های سرعت) تطابق خوبی دارد.



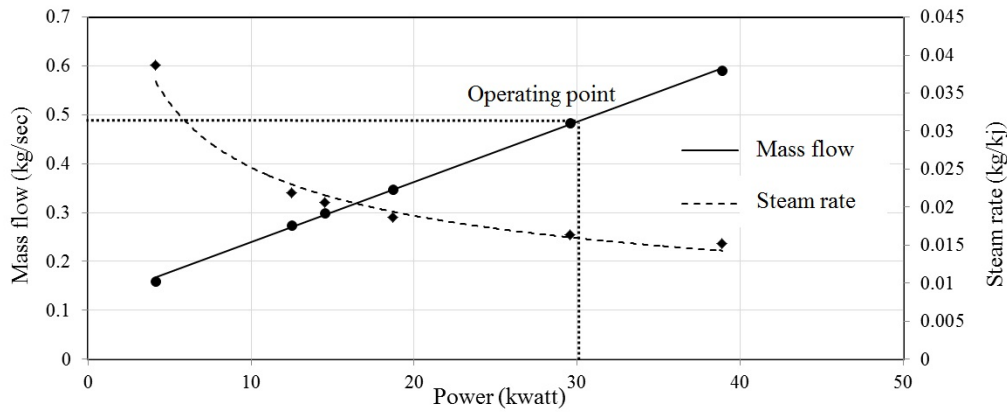
شکل ۷: منحنی راندمان برحسب نسبت سرعت

برای بررسی نحوه عملکرد توربین به عنوان محرک پمپی که با سرعت دورانی 2900 rpm و توان مصرفی 30 kW کار می‌کند و در شرایطی که بخار موجود در دمای ورودی 295°C و فشار خروجی $5/5\text{ bar}$ قرار دارد^۱ از منحنی عملکردی استفاده می‌شود که خط ویلان نامیده می‌شود. خط ویلان، تغییرات دبی جرمی برحسب توان تولیدی توربین را نشان می‌دهد. برای رسم خط ویلان کفایت که توربین در دبی‌های مختلف با استفاده از شیرهای کنترلی ورودی مورد آزمایش قرار گیرد. در اینجا به کمک شبیه‌سازی عددی جریان سیال در توربین برای دبی‌های مختلف ورودی و سرعت دورانی 2900 rpm ، اطلاعات لازم جهت رسم خط ویلان به دست آمده است. در شکل ۸ خط ویلان به همراه منحنی تغییرات نرخ بخار ارائه شده است. همان‌گونه که در شکل مشاهده می‌شود دبی جرمی ورودی به توربین برای آنکه در شرایط بخار موجود، توان مصرفی پمپ (30 kW کیلووات) در سرعت دورانی 2900 rpm فراهم شود، حدود 0.48 kg/s کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. بنابراین دبی جرمی گارانتی شده برای استفاده از توربین به عنوان محرک پمپ یاد شده 0.48 kg/s کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. بخار ورودی به توربین (شرایط نرمال) در فشار حدود 20.4 bar (با در نظر گرفتن حدود 5% درصد افت در شیرهای تنظیم) و دمای 295°C قرار دارد درحالی‌که فشار خروجی $5/5\text{ bar}$ می‌باشد.

۹ نتیجه‌گیری

در این مقاله طراحی آیرودینامیکی یک توربین بخار یک طبقه با پره‌های

^۱ توجه شود که توربین در فشار و دمای ورودی 25 bar (absolute) و 382 درجه سلسیوس و فشار خروجی $8/2\text{ bar}$ (absolute) طراحی شده است.



شکل ۸: منحنی عملکرد توربین در شرایط دمای ورودی $295^{\circ}C$ و سرعت دورانی 2900rpm و فشار خروجی $5/5\text{bar}$

18th International Conference on Transport Science-ICTS 2018, 14.-15. June 2018, Portorož, Slovenia, 2018.

- [13] Shlyakhin, P. Steam turbines: Theory and design, 2005.
- [14] Dettori, S, Colla, V, Salerno, G, and Signorini, A. Steam turbine models for monitoring purposes. *Energy Procedia*, 105:524-529, 2017.
- [15] Aungier, Ronald H. Preliminary aerodynamic design of axial-flow turbine stages. in *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*. ASME press, 2006.
- [16] Nejadali, J., Riasi, A., and Nourbakhsh, A. The effect of blade and casing geometry modification on a regenerative pump performance. *Journal of Dam and Hydroelectric PowerPlant*, 5:24-36, 2015 (in Persian).
- [17] Tousi, Abolghasem M et al. Experimental and numerical investigation of design optimization of a partial admitted supersonic turbine. *Propulsion and Power Research*, 2(1):70-83, 2013.
- [18] Church, Edwin Fayette. *Steam turbines*. McGraw-Hill, 1950.