

اثر انحنای تیغه‌های روتور و نازل بر روی عملکرد توربین محوری یک موتور توربوجت در نقطه طرح

محمود عدمی^۱، علی زمانی قراقوشی^۲، بهروز شهریاری^۳

۱ دانشیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران

۲ کارشناس ارشد، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران

۳ استادیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران، shahriari@mut-es.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۵/۰۷

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۱۰/۱۲

چکیده

در این تحقیق یک مرحله از توربین دو مرحله‌ای یک موتور توربوجت خاص با دو تغییر شکل مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. تغییر شکل اعمالی در مرحله، به این صورت است که به تیغه‌های روتور و استاتور، هر دو در یک جهت مشخص انحنایی با زاویه انحنای ۲۰ درجه مثبت و ۲۰ درجه منفی اعمال شده است. فشار استاتیک، فشار کل، خطوط جریان، راندمان آیزنتروپیک، دبی جرمی، توان و برخی پارامترهای دیگر، در مدل‌سازی بررسی شده‌اند. تغییر شکل‌های اعمالی، توزیع جرم را در راستای شعاعی تغییر می‌دهد و با ایجاد یک گردیدان فشار در راستای شعاعی نیرویی در همین راستا ایجاد می‌شود. با بررسی خطوط جریان مشخص شد، در یکی از حالت‌ها جریان‌های ثانویه به سمت مرکز تیغه کشیده می‌شود. گردابه ناشی از لقی نوک نیز متأثر از نیروی شعاعی ایجاد شده بوده و شدت و گستردگی آن در حالت‌های مختلف متفاوت است. در هر دو حالت کاهش راندمان اتفاق افتاده است و همچنین دبی جرمی و توان توربین نیز کاهش یافته است. سپس پایداری کمپرسور نیز به صورت کلی بررسی شد. نتایج حاکی از آن است که عملکرد کمپرسور به خط سرج نزدیک‌تر شده است و لازم است در انتخاب نحوه تغییر شکل این مسئله نیز مد نظر باشد.

واژگان کلیدی

موتور توربوجت، توربین محوری، انحنای تیغه، عملکرد، نقطه طرح.

۱. مقدمه

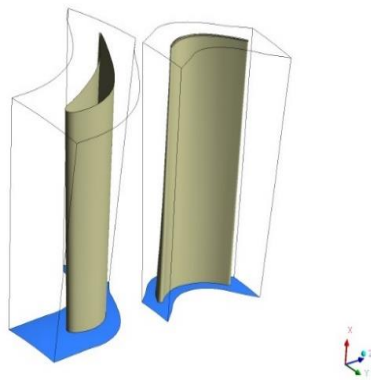
برخی از جریان‌های ثانویه که در توربوماشین ایجاد شده و باعث افت می‌شوند را می‌توان به گردابه‌های پاساژ، گردابه‌های گوشه و گردابه‌های ناشی از لقی نوک اشاره کرد. از جمله تغییر شکل‌های

توربین یکی از بخش‌های مهم توربین گاز می‌باشد که نقش تبدیل انرژی جنبشی گازهای داغ به انرژی مکانیکی را دارد و عملکرد صحیح آن تاثیر قابل توجهی بر عملکرد سیستم دارد.

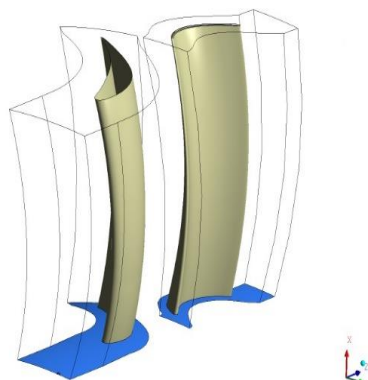
مختلفی که بر روی تیغه‌های توربین و کمپرسور به منظور کاهش این افت‌ها اعمال می‌شود به کج شدن، شکم دادن و پیش می‌توان اشاره کرد. منحنی شکل کردن تیغه، هم می‌تواند در حالت کج شدن و هم در حالت شکم دادن باشد. انحناي اعمال شده در این تحقیق، شکم دادن و در راستای عمود بر محور ماشین می‌باشد. به دو صورت می‌توان تغییرات اعمالی بر تیغه را با هندسه نامی مقایسه کرد: استفاده از تست‌های آزمایشگاهی، مدل‌سازی عددی میدان جریان. با توجه به هزینه و زمان بر بودن تست‌های آزمایشگاهی، ترجیح داده می‌شود که از مدل‌سازی عددی استفاده شود که مورد صحت‌سنجی قرار می‌گیرد. با توجه به دقت مورد نیاز، در این تحقیق از روش سه بعدی به منظور مدل‌سازی جریان استفاده شده است که نسبت به مدل‌های دو بعدی و یک بعدی نیازمند صرف هزینه محاسباتی بیشتری می‌باشد. در شبیه‌سازی سه بعدی میدان، نیاز به حل معادلات نویر استوکس حاکم بر جریان می‌باشد. مفهوم تیغه‌های منحنی در ابتدا توسط دیچ [۱] ارائه شد. بعد از آن کارهای آزمایشگاهی و عددی زیادی در این زمینه انجام شد [۲-۱۱] در مبحث طراحی، انحناي تیغه یکی از موثرترین روش‌های کنترل جدایش جریان و کاهش جریان‌های ثانویه می‌باشد [۱۲]. همچنین در سال‌های اخیر پژوهش‌های زیادی در زمینه تغییر شکل‌های مختلف بر روی تیغه‌های توربین و کمپرسور انجام شده است و اثرات آن بر روی بخش‌های مختلف از جمله جریان‌های ثانویه بررسی شده است.

وانگ و همکاران [۱۳] ساختار جریان را در توربین با تیغه منحنی مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که انحناي تیغه، توزیع فشار و عدد ماخ را در طول تیغه تغییر می‌دهد که این موارد تاثیر مستقیم بر میزان افت دارد و همچنین گرادبان فشاری که از دو انتهای تیغه به سمت مرکز تیغه ایجاد می‌شود باعث تضعیف گردابه‌ها در دو انتها می‌شود. انحناي تیغه باعث افزایش عدد ماخ در خروجی می‌شود که این اتفاق افزایش دبی جرمی را نتیجه می‌دهد. همچنین نقطه زینی گردابه‌های نعل اسبی به سمت جلو حرکت کرده و محل تقاطع دو پای این گردابه نیز به سمت جلو حرکت کرده است. مطالعات آزمایشگاهی شانگ [۲] نشان داد که انحنا و کج شدن تیغه تاثیر بسزایی بر روی توسعه جریان‌های ثانویه در کمپرسور دارد. همچنین واماندگی در گوشه‌های دو انتها در سطح مکش کاهش می‌یابد. حسن وند و وانگ [۱۰] با مطالعه بر روی یک مرحله از توربین با نسبت

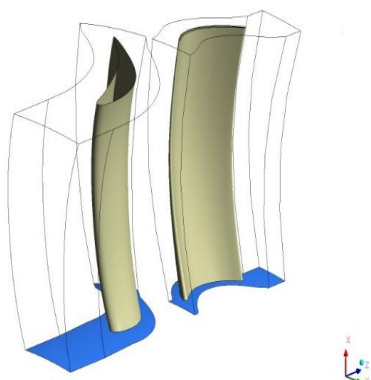
منظری پایین که استاتور آن به صورت منحنی شکل بود به این نتیجه رسیدند که ضریب افت انرژی در دو انتهای تیغه کاهش پیدا کرده است. نقطه زینی هم در قسمت ریشه استاتور و هم در قسمت ریشه روتور تغییر کرده که می‌تواند بر شدت گردابه‌های پاساژ تاثیر بگذارد. شدت و دامنه تاثیرات دنباله‌ها در لبه حمله تیغه منحنی افزایش داشته و این ناشی از وجود نیروی شعاعی می‌باشد. در لبه فرار روتور، دنباله‌ها تا حدودی در قسمت ریشه و نوک تقویت شده‌اند. گراهام [۱۴] تاثیر کج شدن ۴۵ درجه را بر روی ساختار توربین محوری مورد مطالعه قرار دادند. آنها دریافتند که کج شدن باعث افزایش ۲۰ درصدی افت پروفیل در قسمت وسط تیغه می‌شود. بادیمیر و لیپینگ [۱۵] کج شدن منحنی شکل تیغه یک توربین محوری سه مرحله‌ای را بررسی کردند. آنها دریافتند که انحنا باعث تغییر توزیع بارگذاری در راستای شعاعی می‌شود که این اتفاق باعث افزایش افت در وسط تیغه و کاهش آن در دو انتهای تیغه می‌شود ولی در نهایت بر روی افت کلی، تاثیر چندانی ندارد و تغییری در درجه عکس‌العملی ایجاد نشده و در پایین دست لبه فرار استاتور یک گردابه قوی به علت تغییر بارگذاری تیغه ایجاد شده است. وانگ و همکاران [۱۶] تحقیقی را به صورت آزمایشگاهی بر روی یک کمپرسور محوری دو مرحله‌ای با تیغه استاتور منحنی شکل انجام دادند و دریافتند که اندازه گردابه‌های ناشی از جدایش و گردابه‌های ناشی از جریان لقی در قسمت ریشه استاتور و همچنین گردابه‌های پاساژ کوچکتر شده‌اند و گردابه ناشی از لقی استاتور در قسمت ریشه، به سطح مکش چسبیده‌تر می‌باشد. که این باعث افت اختلاطی کمتر در قسمت پاساژ تیغه شده است. وینگولد [۳] نشان داد که انحناي استاتور باعث ایجاد یک نیروی شعاعی در جریان درون گذرگاه می‌شود. فیشر و همکاران [۵] مطالعه‌ای را بر روی یک کمپرسور چهار مرحله با استاتور منحنی شکل انجام دادند. نتایج بدین صورت بود که انحنا، باعث کاهش واماندگی گوشه در قسمت ریشه تیغه شده که این باعث افزایش نسبت فشار استاتیک، افزایش نسبت فشار دینامیک و همچنین افزایش راندمان می‌شود. موسویان [۱۷] با بررسی اثر زاویه گرایش پره ثابت و متحرک بر افت جران ثانویه در یک توربین گازی به این نتیجه رسید که تغییر ۵ میلیمتری زاویه گرایش پره های ثابت و متحرک باعث کاهش افت جریان ثانویه و در نتیجه افزایش راندمان و توان توربین گازی می‌شود. رامین کاظمی [۱۸] با بررسی اثر کج شدن پره نازل بر افت جریان در



شکل ۱. مرحله توربین بدون تغییر شکل



شکل ۲. مرحله توربین با انحنای ۲۰ درجه منفی مرحله



شکل ۳. مرحله توربین با انحنای ۲۰ درجه مثبت مرحله

جدول ۱. مشخصات توربین محوری مورد بررسی

۴۳	تعداد تیغه‌های نازل
۷۵	تعداد تیغه‌های روتور
۱۳۲/۵ mm	شعاع در قسمت ریشه
۱۹۵ mm	شعاع روتور در قسمت نوک
۰/۳۱۲۵ mm	لقی نوک روتور
۵۸/۱۲۲ mm	طول نازل در لبه حمله
۶۳/۴۹۳ mm	طول نازل در لبه فرار
۶۳/۷۵۱ mm	طول روتور در لبه حمله
۶۴/۸۶۳ mm	طول روتور در لبه فرار

روتور یک توربین گازی نشان داد که تغییرات هندسه در جهت مثبت باعث کاهش گردابه های جریان ثانویه و در نتیجه افزایش بازده می شود. علی گودرز با و همکاران [۱۹] با بررسی سه تغییر شکل، پیچش، کج شدن و شکم دادن پره توربین محوری به این نتیجه رسیدند که تغییر زاویه نصب پره در حالت تغییر شکل منفی باعث افزایش دبی جرمی شده که در نهایت در حالت های منفی افزایش توان توربین مشاهده شده است. اما کج شدن و شکم دادن تاثیر قابل توجهی بر روی عملکرد توربین نداشته است.

هدف این تحقیق بررسی تاثیر تغییر شکل تیغه روتور و نازل بر روی یک مرحله از توربین به صورت شکم دادن می باشد. در تحقیقات گذشته تمرکز بر روی تغییر شکل یک ردیف بوده، اما در این تحقیق هم تیغه نازل و هم تیغه روتور به صورت هم زمان تغییر شکل داده شده است.

۲. نحوه تغییر شکل تیغه

تغییر شکل اعمالی در این تحقیق، هم در استاتور و هم در روتور، شکم دادن است که بر اساس خط اتصال تیغه می باشد. یک تیغه توربین یا کمپرسور از تعداد زیادی مقطع شکل می گیرد که در راستای یک خط عمود کنار یکدیگر قرار گرفته و تیغه را تشکیل می دهند. به این خط عمود، خط اتصال گفته می شود. هم استاتور و هم روتور بر حسب یک روش تغییر شکل پیدا کرده اند؛ بدین صورت که ۲۰ درصد از ارتفاع تیغه از بالا و پایین بصورت خطی و با زاویه ۲۰ درجه مثبت و منفی و قسمت میانی تیغه به صورت قطاعی از دایره با شعاعی مشخص تغییر یافته است. در این تحقیق تعریفی که برای مثبت و منفی بودن زاویه در نظر گرفته شده است بدین صورت است که انحنای نازل به سمت سطح پرفشار، انحنای مثبت مرحله و انحنای نازل به سمت سطح کم فشار، انحنای منفی در مرحله می باشد. شکل ۱ تیغه های نازل و روتور را بدون تغییر شکل نشان می دهد و شکل های ۲ و ۳ گویای نحوه تغییر شکل ها می باشد.

۳. مشخصات توربین محوری و شرایط جریان

مدل سازی انجام گرفته در این تحقیق روی مرحله اول یک توربین دو مرحله ای می باشد که مشخصات توربین در جدول ۱ آورده شده است.

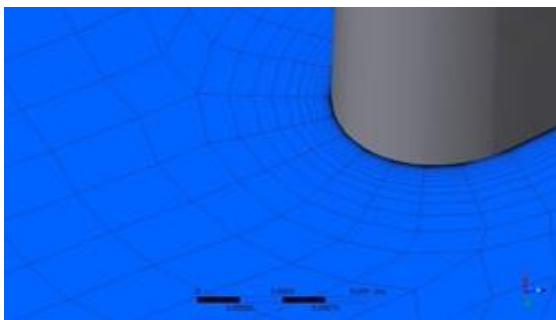
می‌باشد باید معادلات اغتشاش نیز حل شود. با توجه به گردادیان‌های نزدیک دیواره و انحنای خطوط جریان، از مدل اغتشاشی SST-k-w استفاده شده است. این مدل به طور هم‌زمان توانایی بالای مدل k-w در نواحی با عدد رینولدز پایین و توانایی بالای مدل k-ε در نواحی با عدد رینولدز بالا را در اختیار گرفته است. از نرم افزار ANSYS CFX برای تحلیل جریان استفاده شده که این نرم افزار توانایی بالای در حل جریان ماشین های دوار را دارا می باشد. معادلات ناویر استوکس نیز بصورت پایا تحلیل شده است.

$$(-\rho u_j u_{i,j}) = -P_{,i} + [\mu(u_{i,j} + u_{j,i}) - \rho \overline{u'_i u'_j}]_{,j} \quad (2)$$

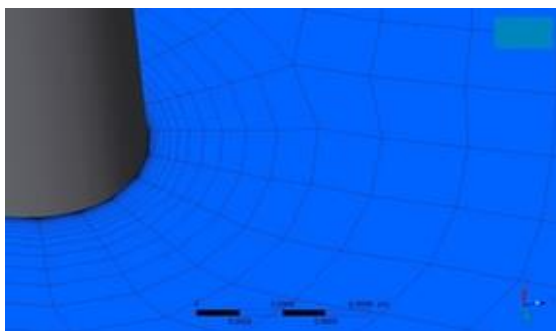
$$u_{j,j} = 0 \quad (3)$$

$$\rho C_p (u_j T_{,j}) = (\lambda Y_{,j} - \rho c_p \overline{u'_j T'})_{,j} + H \quad (4)$$

c_p : ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت، u'_i : مولفه نوسانی سرعت در راستای x (ms-1): u_j ; سرعت در راستای محور y (ms-1)، μ : لزجت دینامیکی (kgm-1s-1)، ρ : چگالی (kgm-3)، λ : هدایت حرارتی، T : دما، P : فشار، $\rho \overline{u'_i u'_j}$: انتقال مومنتم یا تانسور تنش رینولدز، $\rho c_p \overline{u'_j T'}$: انتقال آنتالپی یا شار حرارتی، $\overline{u'_i u'_j}$: هم بستگی بین نوسانات سرعت، $u'_j T$: هم بستگی بین نوسانات سرعت و دما می‌باشد.



شکل ۴. نحوه شبکه‌بندی در لبه حمله استاتور



شکل ۵. نحوه شبکه‌بندی در لبه فرار استاتور

فرآیند شبیه‌سازی عددی عبارت است از: تولید هندسه، تولید شبکه، مقدار دهی اولیه، حل مسئله، تحلیل نتایج. یکی از بخش‌های مهمی که در فرآیند شبیه‌سازی وجود دارد تولید شبکه می‌باشد که دقت در این قسمت تاثیر زیادی بر روی دقت نتایج و زمان محاسبات دارد. همانطور که ملاحظه می‌شود از شبکه با سازمان در این قسمت استفاده شده است. ریزتر کردن شبکه محاسباتی می‌تواند ضامن دقت بالای نتایج باشد ولی در عین حال زمان زیادی نیز برای انجام محاسبات به خود اختصاص می‌دهد. بنابراین باید تعادلی بین این دو برقرار باشد. لزومی ندارد که تمام قسمت‌های دامنه محاسباتی دارای شبکه ریز باشد، تنها می‌توان در قسمت‌هایی که گردادیان شدید وجود دارد مانند کنار دیواره‌ها، ناحیه لقی نوک و اطراف پره، شبکه را ریزتر کرد. شکل‌های ۴ و ۵ شبکه محاسباتی را به ترتیب در لبه حمله و فرار استاتور در قسمت ریشه نشان می‌دهند. در نزدیکی دیواره به دلیل وجود لایه مرزی و گردادیان‌ها باید شبکه ریزتر شود تا جواب دقیق‌تری حاصل شود. به منظور استقلال از شبکه محاسباتی باید پارامتری را در نتایج به عنوان معیار در نظر گرفت و تعداد المان‌های شبکه محاسباتی را افزایش داد تا در نهایت جواب‌های مسئله مستقل از تعداد المان‌ها شوند و با افزایش شبکه، تغییری در جواب‌ها مشاهده نشود. همانطور که در شکل ۶ ملاحظه می‌شود برای همه حالت‌ها راندمان آیزنتروپیک به عنوان پارامتر معیار در نظر گرفته شده و با توجه عدم تغییر راندمان در دو شبکه آخر، برای صرف‌جویی در زمان از شبکه دوم استفاده می‌شود. این نمودار تنها برای حالت بدون تغییر شکل می‌باشد و از آوردن بقیه حالت‌ها خودداری شده است. نحوه محاسبه راندمان آیزنتروپیک در رابطه ۱ بیان شده است.

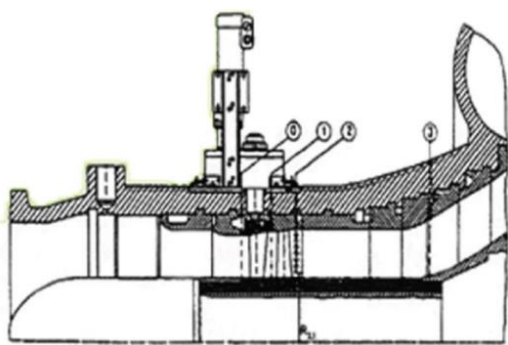
$$\eta = \frac{T_{t-out} - T_{t-in}}{T_{t-in} (pr^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)} \quad (1)$$

P : فشار (kgm-1s-2)، Pr : نسبت فشار، T : دما (K) و η :

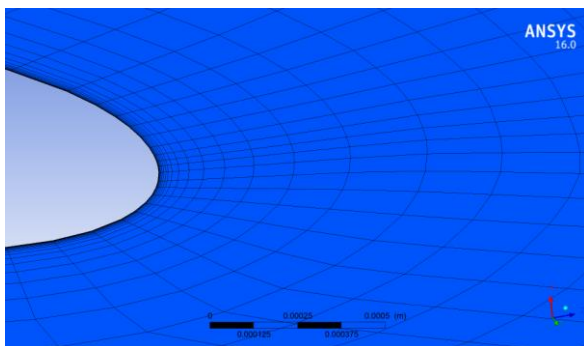
راندمان آیزنتروپیک می‌باشند.

برای تحلیل جریان‌های سیالات باید معادلات بقاء جرم و مومنتم را حل کرد که چون جریان گذرنده از توربین تراکم پذیر می‌باشد و همچنین اثرات دما نیز مهم می‌باشد، نیاز است معادلات بقاء انرژی و معادله گاز کامل نیز حل شوند. معادله ۲، معادله بقاء مومنتم، معادله ۳، پیوستگی و معادله ۴ بقاء انرژی می‌باشند. به معادلات ۲ تا ۴، اصطلاحاً معادلات متوسط‌گیری شده نویر استوکس (RANS) گفته می‌شود. چون جریان مغشوش

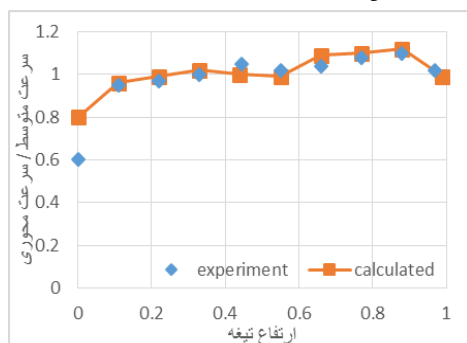
هندسی خاص و برای انطباق بهتر با سطوح توربین از شبکه بندی o-grid استفاده شده است. با در نظر گرفتن اثرات لایه مرزی با ایجاد شبکه متراکم‌تر و تحلیل جریان و ارضاء شرایط موجود در توربین، تطابق خوبی بین نتایج در حالت آزمایشگاهی و عددی بوجود آمده است. با توجه به موجود بودن برخی نتایج در حالت آزمایشگاهی از قبیل، سرعت خروجی از نازل، زاویه خروجی از نازل، سرعت خروجی از روتور و زاویه خروجی جریان از روتور، در حالت عددی نیز این موارد بررسی شدند. شکل‌های ۱۰ تا ۱۳ مقایسه‌ای بین موارد ذکر شده در بالا را نشان می‌دهد. بررسی نمودارها حاکی از تطابق مناسب نتایج تحلیل و نتایج تست و در نتیجه صحت مدل استفاده شده دارد.



شکل ۷. چیدمان مرحله چهارم توربین در یک توربین ۴ مرحله‌ای [۲۰]



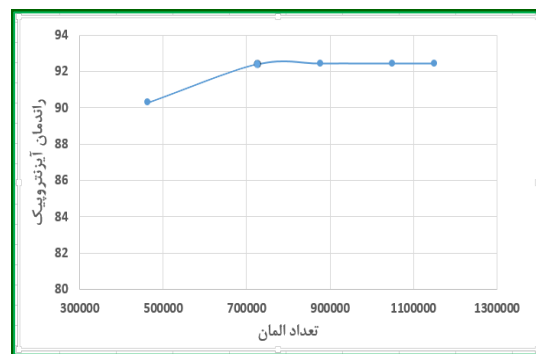
شکل ۹. نحوه شبکه بندی در لبه فرار روتور



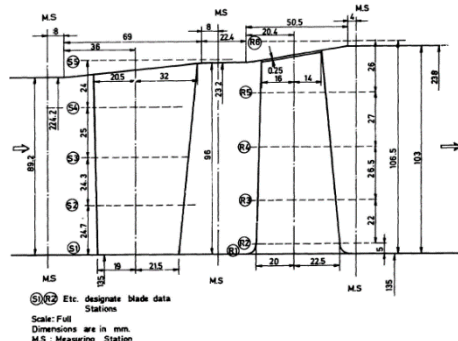
شکل ۱۱. سرعت خروجی از نازل در توربین در دو حالت تحلیلی و تست

۳. اعتبارسنجی مدل

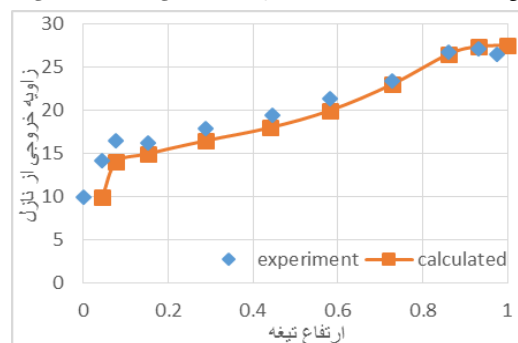
به منظور اعتبار بخشیدن به مدل استفاده شده، باید از مدلی با موجود بودن نتایج آزمایشگاهی استفاده کرد. این مدل یک توربین ۴ مرحله‌ای می‌باشد که در اینجا از مرحله چهارم آن، استفاده شده است که دبی جرمی و سرعت دورانی روتور در شرایط نامی، به ترتیب برابر ۷/۸ کیلوگرم بر ثانیه و ۷۵۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد [۲۰]. شکل ۷ و ۸ به ترتیب نحوه چیدمان مرحله چهارم این توربین و تصویر نصف النهری مرحله چهارم را نشان می‌دهد. شکل ۹ نحوه شبکه بندی در قسمت ریشه روتور را نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود در مدل اعتبارسنجی نیز از شبکه با سازمان استفاده شده است و به دلیل مشخصه های



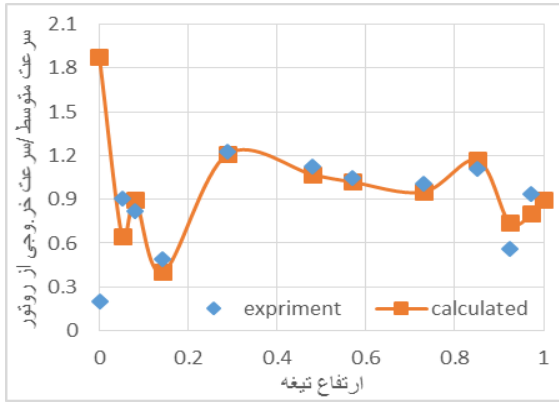
شکل ۶. نمودار بازده بر حسب تعداد المان برای مرحله بدون تغییر شکل



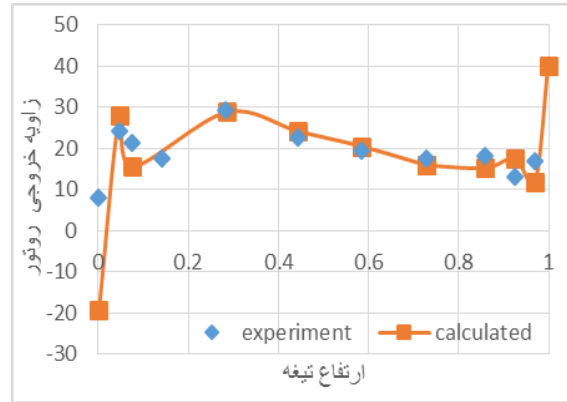
شکل ۸. تصویر نصف النهری توربین مورد بررسی در اعتبارسنجی [۲۰]



شکل ۱۰. زاویه خروجی از نازل در توربین در دو حالت تحلیلی و تست



شکل ۱۳. سرعت خروجی از روتور در توربین در دو حالت تحلیلی و تست

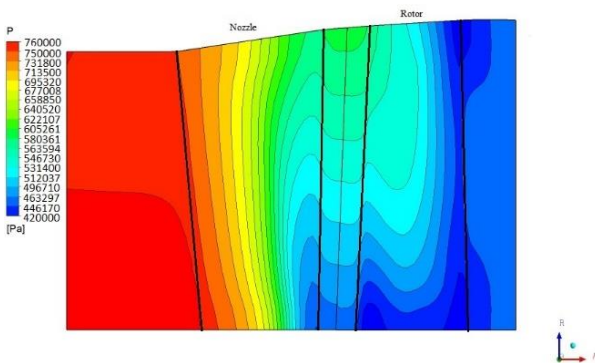


شکل ۱۲. زاویه خروجی از روتور در توربین در دو حالت تحلیلی و تست

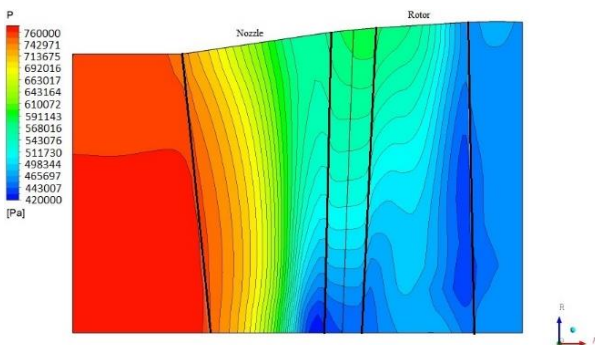
۵. تحلیل نتایج

۵-۱. توزیع فشار استاتیک در صفحه نصف النهاری

شکل‌های ۱۴ تا ۱۶ توزیع فشار استاتیک برای هر سه حالت را در صفحه نصف النهاری نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود در حالت انحنای مثبت در تیغه استاتور یک گرادیان فشار در راستای شعاعی ایجاد شده و این گرادیان فشار باعث ایجاد یک نیروی شعاعی می‌شود که جهت آن از دو انتهای تیغه به سمت مرکز تیغه است. در انحنای مثبت نیز این اتفاق برای روتور تکرار شده است، با این تفاوت که گرادیان فشار ایجاد شده باعث ایجاد نیروی شعاعی عکس حالت قبل می‌شود. یکی از دلایل اصلی کاهش یا تقویت جریان‌های ثانویه در دو انتهای تیغه همین گردیدن فشار شعاعی می‌باشد. گرادیان فشار موجود در حالت انحنای مثبت باعث می‌شود که لایه مرزی و در نتیجه آن گردابه‌های موجود در دو انتهای تیغه به سمت مرکز تیغه حرکت کنند و از تمرکز آن‌ها در دو انتهای تیغه کاسته شود. اما در حالت انحنای منفی گرادیان فشاری که وجود دارد باعث می‌شود نیرویی از مرکز تیغه به سمت دو انتهای آن ایجاد شود که باعث تمرکز بیشتر جریان‌های ثانویه در دو انتهای تیغه می‌شود.

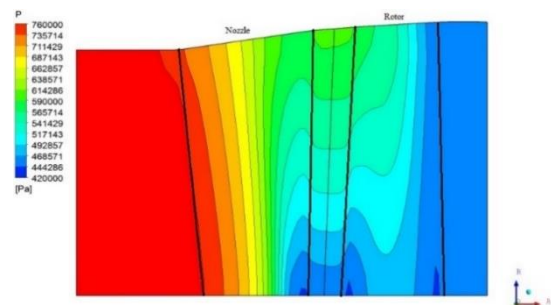


شکل ۱۵. توزیع فشار استاتیک در صفحه نصف النهاری برای انحنای مثبت



شکل ۱۶. توزیع فشار استاتیک در صفحه نصف النهاری برای انحنای منفی

همان طور که مشخص است گرادیان فشاری در راستای شعاعی ایجاد شده است که منشاء ایجاد نیروی شعاعی از مرکز تیغه به سمت دو انتهای آن می‌شود. برای روتور در حالت انحنای منفی شکل ۱۶ تغییر قابل توجهی در روتور ایجاد نشده است و خطوط فشار تقریباً مانند حالت بدون تغییر شکل می‌باشد.

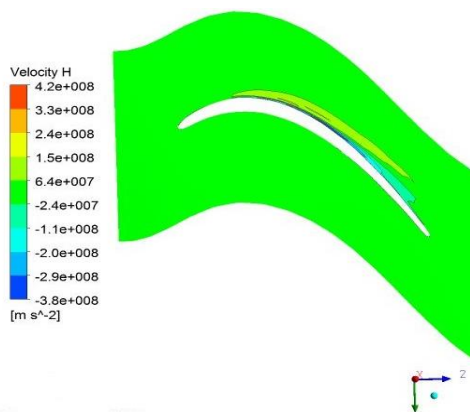


شکل ۱۴. توزیع فشار استاتیک در صفحه نصف النهاری برای حالت بدون

تغییر شکل

۲-۵. سرعت چرخشی (Velocity Helix)

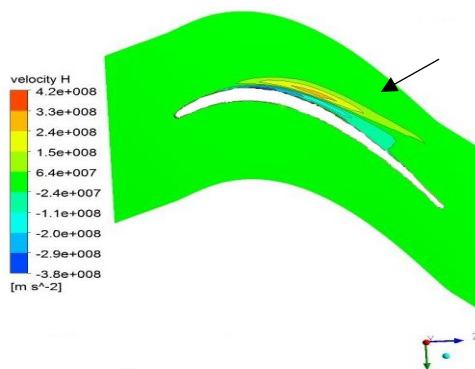
یکی از منابع افقی که در ماشین‌های دوار وجود دارد جریان‌های ثانویه ایجاد شده ناشی از لقی نوک روتور می‌باشد. اختلاف فشاری که در این ناحیه وجود دارد باعث ایجاد جریانی از سمت سطح پر فشار به سمت سطح کم فشار می‌شود که در نهایت این جریان در سطح کم فشار تبدیل به گردابه می‌شود و بخشی از انرژی جریان اصلی را تحلیل می‌دهد. شکل‌های ۱۷ تا ۱۹ نشان دهنده سرعت گردابه‌ها در قسمت نوک روتور در سه حالت مختلف می‌باشد. شکل ۱۷ حالت بدون تغییر شکل را نشان می‌دهد. تمرکز گردابه‌ها در نزدیکی سطح کم فشار می‌باشد. اما همانگونه که در شکل ۱۸ مشخص می‌باشد، سرعت و شدت گردابه‌ها در سمت سطح کم فشار افزایش یافته و گردابه با شدت بیشتری در جریان اصلی نفوذ کرده اند. در شکل ۱۹ که مربوط به حالت انحنای منفی می‌باشد نیز، شدت گردابه‌ها افزایش یافته اما کمتر از حالت انحنای مثبت می‌باشد و همچنین ناحیه با سرعت بالا، چسبیده به سطح کم فشار می‌باشد.



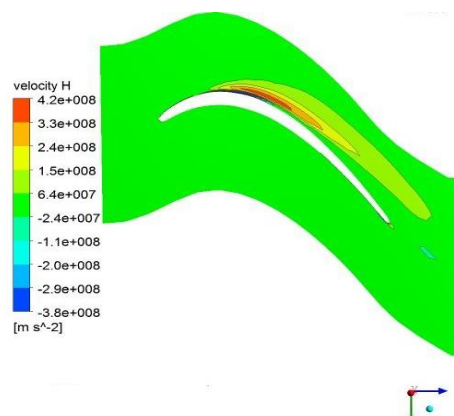
شکل ۱۹. کانتور سرعت گردابه‌ها در حالت انحنای منفی در قسمت نوک روتور

۳-۵. فشار کل در مقطع خروجی روتور

شکل‌های ۲۰ تا ۲۲ فشار کل در مقطع خروجی روتور را نشان می‌دهند. در جریان آیزنتروپیک فشار کل ثابت بوده ولی در جریان‌های واقعی کاهش فشار کل مشاهده می‌شود. افت فشار کل که علل مختلفی دارد، به معنای از بین رفتن بخشی از انرژی جریان اصلی است و هر چه افت فشار کل بیشتر باشد راندمان کمتر شده و بهره‌وری سیستم پایین می‌آید. شکل ۲۰ حالت بدون تغییر شکل را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود دو ناحیه افت یکی در بالای تیغه و یکی در قسمت پایین تیغه وجود دارد که مربوط به جریان‌های ثانویه موجود در این ناحیه می‌باشد. هر دو ناحیه افت در سمت سطح مکش تیغه می‌باشد. شکل ۲۱ کانتور فشار کل مقطع خروجی روتور در انحنای مثبت مرحله را نشان می‌دهد. در واقع روتور به سمت سطح پر فشار انحنا داده شده است. پیش‌بینی می‌شود تمرکز نواحی افت در دو انتهای تیغه بیشتر شده است و همچنین نواحی افت نیز بزرگتر شده است که این ناشی از همان نیروی شعاعی ایجاد شده در این روتور می‌باشد که جهت آن از مرکز تیغه به سمت دو انتهای تیغه می‌باشد و باعث تمرکز افت‌ها در دو انتها شده است. شکل ۲۲ کانتور فشار کل در مقطع خروجی روتور در حالت انحنای منفی می‌باشد. در این حالت روتور به سمت سطح کم فشار انحنا داده شده است. نواحی افت در دو انتهای تیغه مقداری به سمت مرکز تیغه کشیده شده‌اند و از شدت افت در قسمت نوک روتور مقداری کاسته شده است. کشیده شدن نواحی افت به سمت مرکز تیغه ناشی از نیروی شعاعی ایجاد شده در روتور می‌باشد که جهت آن عکس حالت قبل بوده و از دو انتهای تیغه به سمت مرکز تیغه می‌باشد.

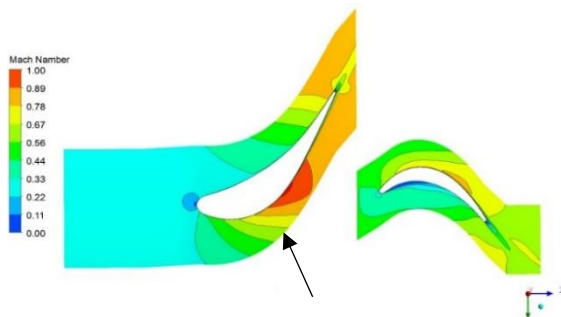


شکل ۱۷. کانتور سرعت گردابه‌ها در حالت بدون تغییر شکل در نوک روتور

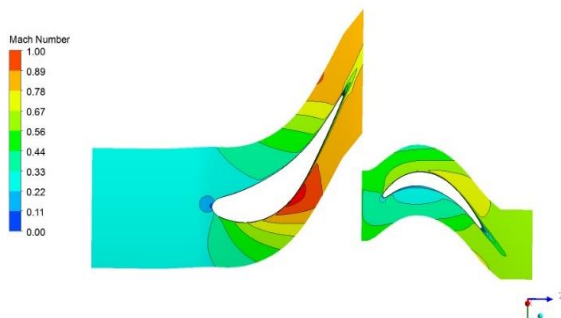


شکل ۱۸. کانتور سرعت گردابه‌ها در حالت انحنای مثبت در نوک روتور

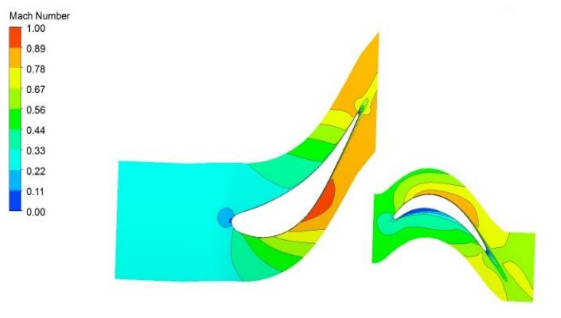
کاهش یافته است. اما در در حالت انحنای منفی (شکل ۲۵)، عدد ماخ در گلوگاه نازل کاهش یافته اما در گلوگاه روتور افزایش عدد ماخ مشاهده می‌شود. منحنی کردن تیغه باعث تغییر توزیع جریان در راستای شعاعی می‌شود. انحنای تیغه به سمت سطح پر فشار، هم در روتور و هم در نازل باعث کاهش عدد ماخ در وسط تیغه می‌شود. این به دلیل همان نیروی شعاعی است که ایجاد شده و با توجه به اینکه جهت آن از مرکز تیغه به سمت دو انتهای تیغه می‌باشد، عدد ماخ در وسط تیغه کاهش یافته است. ولی در حالت انحنای تیغه به سمت سطح کم فشار عکس این حالت اتفاق می‌افتد.



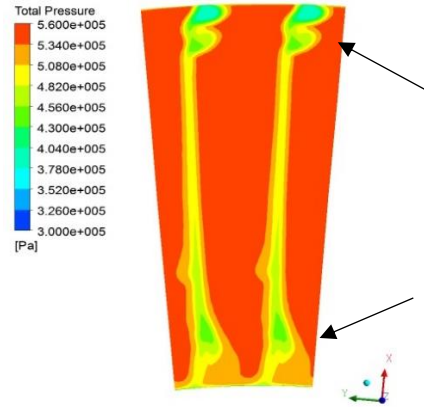
شکل ۲۳. کانتور عدد ماخ در ارتفاع ۵۰ درصد تیغه در حالت مرحله بدون تغییر شکل



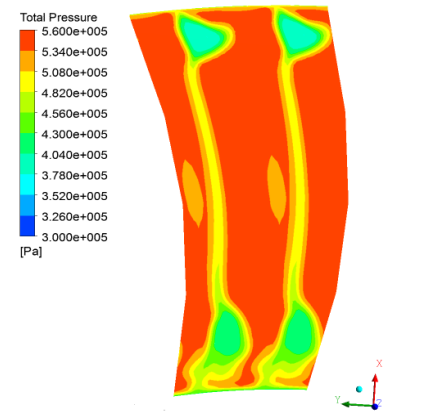
شکل ۲۴. کانتور عدد ماخ در ارتفاع ۵۰ درصد تیغه در حالت انحنای مثبت



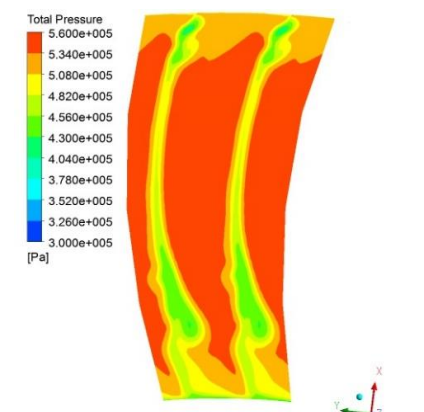
شکل ۲۵. کانتور عدد ماخ در ارتفاع ۵۰ درصد تیغه در حالت انحنای منفی



شکل ۲۰. کانتور فشار کل در مقطع خروجی روتور در حالت بدون تغییر شکل



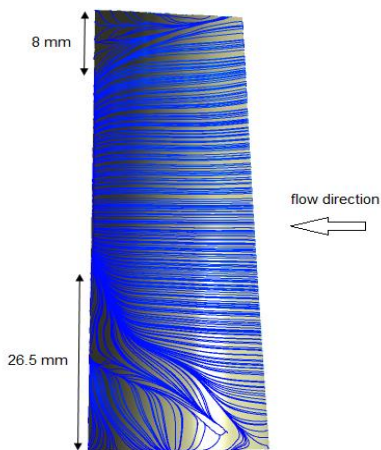
شکل ۲۱. کانتور فشار کل در مقطع خروجی روتور در حالت انحنای مثبت



شکل ۲۲. کانتور فشار کل در مقطع خروجی روتور در حالت انحنای منفی

۴-۵. بررسی کانتور عدد ماخ

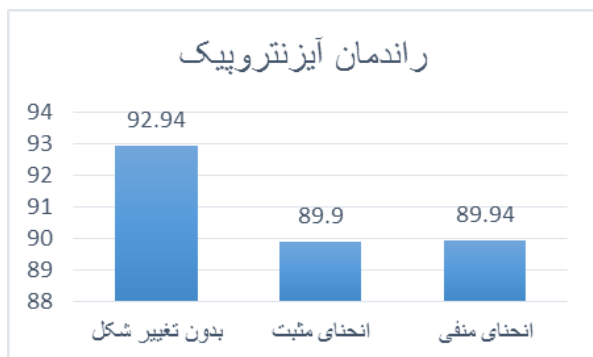
شکل‌های ۲۳ تا ۲۵ کانتور عدد ماخ را در ۵۰ درصد ارتفاع تیغه نشان می‌دهند. بیشترین سرعت جریان مربوط به قسمت گلوگاه تیغه می‌باشد. با توجه به شکل ۲۴ که مربوط به انحنای مثبت می‌باشد، عدد ماخ در گلوگاه نازل افزایش و در گلوگاه روتور



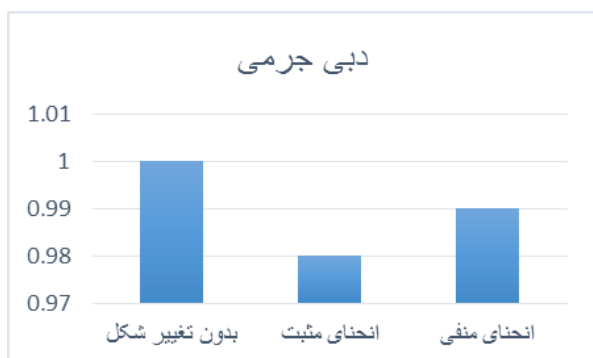
شکل ۲۸. خطوط جریان بر روی سطح کم فشار در حالت انحنای منفی

۵-۶. راندمان آیزنتروپیک، دبی جرمی و توان توربین

راندمان آیزنتروپیک در سه حالت مختلف در شکل ۲۹ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در هر دو تغییر شکل مثبت و منفی راندمان مرحله کاهش یافته است. با توجه به شکل ۳۰ که دبی جرمی بی بعد شده را در سه حال نشان می‌دهد، در هر دو حالت دبی جرمی عبوری از مرحله کاهش یافته است. توان توربین (شکل ۳۱)، نیز در مقایسه با حالت بدون تغییر شکل کاهش یافته است.



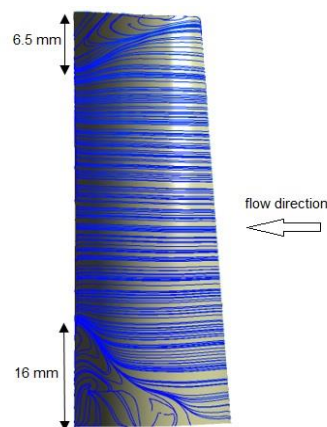
شکل ۲۹. راندمان آیزنتروپیک در حالت‌های مختلف



شکل ۳۰. دبی جرمی بی بعد در حالت‌های مختلف

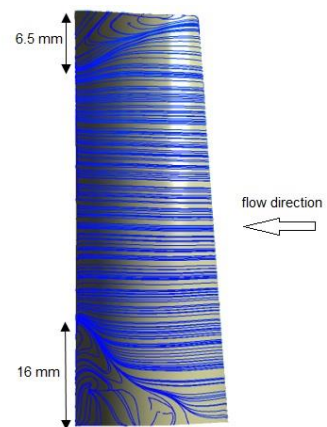
۵-۵. خطوط جریان بر روی سطح کم فشار تیغه

شکل‌های ۲۶ تا ۲۸ نشان دهنده خطوط جریان بر روی سطح کم فشار تیغه روتور، در سه حالت، بدون تغییر شکل، انحنای مثبت و انحنای منفی می‌باشد. میزان نفوذ جریان‌های ثانویه در دو انتهای تیغه بررسی شده است. در حالت انحنای مثبت میزان نفوذ جریان‌های ثانویه نسبت به حالت بدون تغییر شکل تقریباً یکسان می‌باشد و تغییری نکرده است. همانطور که پیش بینی می‌شد با توجه به اینکه در حالت انحنای مثبت تمرکز جریان‌های ثانویه در دو انتهای تیغه می‌باشد، تقریباً تغییری در میزان نفوذ جریان‌های ثانویه در جریان اصلی مشاهده نمی‌شود. اما در حالت انحنای منفی (شکل ۲۸)، با توجه به وجود نیروی شعاعی ذکر شده، جریان‌های ثانویه و گردابه‌ها، هم در قسمت ریشه و هم در نوک، به سمت مرکز تیغه کشیده شده‌اند و ارتفاع جریان‌های ثانویه نسبت به دو حالت دیگر بیشتر می‌باشد.

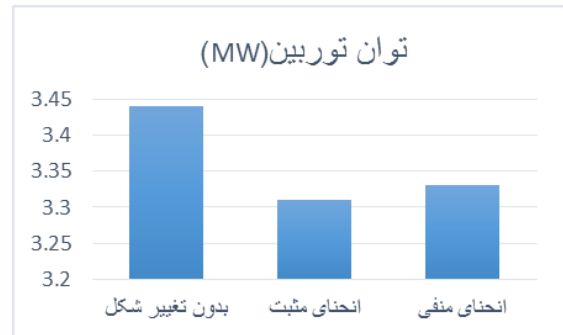


شکل ۲۶. خطوط جریان بر روی سطح کم فشار در حالت بدون تغییر

شکل



شکل ۲۷. خطوط جریان بر روی سطح کم فشار در حالت انحنای مثبت



شکل ۳۱. توان توربین در حالت‌های مختلف

۵-۷. اثرات سایر انحنایها بر روی عملکرد توربین

در حالت کلی چند انحنای دیگر نیز در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آن که شامل زوایای ۱۰، ۲۰ و ۳۰ درجه می‌باشد، در جدول ۲ ارایه شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش میزان انحنای در حالت انحنای منفی، راندمان کاهش یافته و این روند با افزایش زاویه انحنای بیشتر شده است. برای حالت انحنای مثبت نیز همین اتفاق افتاده است اما شدت آن نسبت به انحنای منفی بیشتر می‌باشد. برای توان و دبی جرمی نیز تقریباً اتفاق مشابهی افتاده است. همان‌طور که در بخش‌های قبلی نیز اشاره شد، یکی از دلایل این‌که در انحنای مثبت راندمان بیشتر کاهش پیدا کرده این است که تمرکز جریان‌های ثانویه در دو انتهای تیغه در این حالت بیشتر بوده و همین باعث افزایش افت‌ها و کاهش بیشتر راندمان شده است.

جدول ۲. مشخصات توربین محوری مورد بررسی

حالت‌های مختلف	راندمان	دبی جرمی (بی بعد)	توان (MW)
بدون تغییر شکل	۹۲/۴۴۵	۱	۳/۴۴۸
انحنای ۱۰ درجه منفی	۹۲/۱۵	۰/۹۹۳	۳/۴۴۵
انحنای ۱۰ درجه مثبت	۹۲/۰۱	۰/۹۹	۳/۳۸
انحنای ۲۰ درجه منفی	۸۹/۹۴	۰/۹۹۳	۳/۳۴
انحنای ۲۰ درجه مثبت	۸۹/۹	۰/۹۸	۳/۳۱
انحنای ۳۰ درجه منفی	۸۹/۹	۰/۹۸۲	۳/۲۸
انحنای ۳۰ درجه مثبت	۸۹/۸۵	۰/۹۷۶	۳/۲۷

۶. نتیجه‌گیری

در این تحقیق یک مرحله از یک توربین خاص زیر صوت با نسبت منظری بالا مورد مطالعه گرفت و اثرات دو تغییر شکل مختلف بر روی عملکرد توربین بررسی شد. تغییرات شامل دو انحنای مثبت

و منفی بود. ابتدا برای تایید روش عددی استفاده شده یک مرحله از توربین چهار مرحله‌ای، که داده‌های تست آن موجود بود، مدل شده و نتایج حاصله با نتایج موجود مقایسه گردید. سپس دو تغییر شکل، که یکی انحنای ۲۰ درجه مثبت و دیگری انحنای ۲۰ درجه منفی بود، مدل و با حالت بدون تغییر شکل مقایسه شد. نتایج حاصل عبارتند از:

۱- اعمال تغییر شکل‌ها باعث منحنی شدن خطوط فشار در صفحه نصف النهاری گردید که هم در حالت انحنای مثبت و هم در حالت انحنای منفی باعث ایجاد یک گرادیان فشار در راستای شعاعی شد و این گرادیان فشار باعث ایجاد یک نیروی شعاعی گردید. در حالتی که تیغه به سمت سطح پر فشار کج شد جهت نیروی شعاعی از مرکز تیغه به سمت دو انتهای تیغه بوده و زمانی که تیغه به سمت سطح کم فشار کج شد جهت نیرو به صورت عکس گردید.

۲- شدت گردابه‌های ناشی از لقی نوک روتور در حالت انحنای مثبت خیلی بیشتر شده و این به دلیل تمرکز بیشتر جریان‌های ثانویه در دو انتهای تیغه در این است.

۳- با بررسی کانتور فشار کل در مقطع خروجی روتور، میزان افت فشار کل در قسمت نوک تیغه روتور در حالت انحنای منفی کاهش یافته و نواحی افت به سمت مرکز تیغه کشیده شده است که ناشی از همان نیروی شعاعی ایجاد شده می‌باشد. اما در حالت انحنای مثبت تمرکز نواحی افت و همچنین میزان نواحی افت در دو انتها بیشتر شده که علت آن نیرویی است که جهت آن از مرکز تیغه به سمت دو انتها است.

۴- با بررسی کانتور عدد ماخ در وسط تیغه مشخص شد که کج شدن تیغه به سمت سطح پر فشار باعث کاهش عدد ماخ در گلوگاه شده و در حالت کج شدن تیغه به سمت سطح کم فشار عکس این حالت اتفاق افتاده است. می‌توان گفت زمانی که جهت نیروی شعاعی از مرکز تیغه به سمت دو انتهای تیغه می‌باشد عدد ماخ در وسط تیغه کاهش یافته و زمانی که جهت نیرو عکس باشد، عدد ماخ در وسط تیغه افزایش می‌یابد.

۵- راندمان مرحله در هر دو حالت کاهش یافته و همچنین میزان دبی عبوری و توان توربین نیز کاهش یافتند. حالت انحنای منفی شرایط بهتری را نسبت به انحنای مثبت دارا می‌باشد.

- [1] M. Deich, A. Gubarev, G. Filipov, Z.-c. Wang, A new method of profiling the guide vane cascades of turbine stages with small diameter-span ratio, *Teploenergetika*, Vol. 8, pp. 42-46, 1962.
- [2] E. Shang, Z. Q. Wang, J. X. Su, The Experimental Investigations on the Compressor Cascades With Leaned and Curved Blade, No. 78880, pp. V001T03A018, 1993.
- [3] H. D. Weingold, R. J. Neubert, R. F. Behlke, G. E. Potter, Bowed Stators: An Example of CFD Applied to Improve Multistage Compressor Efficiency, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, No. 2, pp. 161-168, 1997.
- [4] F. A. H. Breugelmans, Y. Carels, M. Demuth, Influence Of Dihedral on the Secondary Flow in a Two-Dimensional Compressor Cascade, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, No. 3, pp. 578-584, 1984.
- [5] A. Fischer, W. Riess, J. R. Seume, Performance of Strongly Bowed Stators in a Four-Stage High-Speed Compressor, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, No. 3, pp. 333-338, 2004.
- [6] C. Tan, A. Yamamoto, S. Mizuki, H. Chen, Influences of blade bowing on flowfields of turbine stator cascades, *AIAA journal*, Vol. 41, No. 10, pp. 1967-1972, 2003.
- [7] C. Tan, A. Yamamoto, H. Chen, S. Mizuki, Flowfield and Aerodynamic Performance of a Turbine Stator Cascade with Bowed Blades, *AIAA Journal*, Vol. 42, No. 10, pp. 2170-2171, 2004/10/01, 2004.
- [8] C. Tan, H. Zhang, H. Chen, X. Dong, H. Zhao, A. Yamamoto, Flow separation control by using bowed blade in highly loaded turbine cascades, *Science in China Series E: Technological Sciences*, Vol. 52, No. 6, pp. 1471-1477, June 01, 2009.
- [9] M. T. Schobeiri, A. Suryanarayanan, C. Jermann, T. Neuenschwander, A Comparative Aerodynamic and Performance Study of a Three-Stage High Pressure Turbine With 3-D Bowed Blades and Cylindrical Blades, No. 41707, pp. 1237-1246, 2004.
- [10] M. Hassan Vand, S. Wang, Numerical Study of the Effects of Bowed Blades on Aerodynamic Characteristics in a High Pressure Turbine, No. 47306, pp. 487-496, 2005.
- [11] L. Chen, X. J. Liu, A. L. Yang, R. Dai, Flow performance of highly loaded axial fan with bowed rotor blades, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 52, No. 4, pp. 042005, 2013.
- [12] H. Xu, H. Chang, D. Jin, X. Gui, Blade bowing effects on radial equilibrium of inlet flow in axial compressor cascades, *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 30, No. 5, pp. 1651-1659, 2017/10/01/, 2017.
- [13] S. Wang, Z. Wang, G. Feng, Numerical Simulation of 3D Flow Field Structure in Turbine Cascade With Bowed Blades, No. 78507, pp. V001T03A064, 2001.
- [14] G. Pullan, N. W. Harvey, Influence of Sweep on Axial Flow Turbine Aerodynamics at Midspan, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 129, No. 3, pp. 591-598, 2006 .
- [15] B. Rosic, L. Xu, Blade Lean and Shroud Leakage Flows in Low Aspect Ratio Turbines, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 134, No. 3, pp. 031003-031003-12, 2011.
- [16] W. Wang, W. Chu, H. Zhang, H. Kuang, Experimental and numerical study of tip injection in a subsonic axial flow compressor, *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 30, No. 3, pp. 907-917, 2017.
- [17] A. Mosavion, A. Hazbavi, Numerical Analysis of the Effect of sweep in Stator and Rotor on the Secondary Flow in a Gas Turbine, *The Second National Conference on Axial Development of Civil Engineering, Architecture, Electrical and Mechanics of Iran*, 2016.
- [18] R. Kazemi, A. Hazbavi, Investigation of The Effect of Nozzle Lean on The Gas Turbine Rotor Secondar Flow Losses, *The First National Conference on Mechanical Engineering and Industrial Solutions*, 2016.
- [19] M. R. Aligoodarz, H. Karrabi, M. R. Soleimani Tehrani, Study and Analysis of Blade Twist, Lean and Bow Effects on The Axial Turbine Performance, 2012.
- [20] G. Groschup, *Strömungstechnische Untersuchung einer Axialturbinenstufe im Vergleich zum Verhalten der ebenen Gitter ihrer Beschaufelung: Dissertation, University of Hanover*, 1977.