

بررسی تأثیر افزایش فشار کندانسور بر کارایی مراحل کم فشار توربین بخار، به کمک شبیه سازی عددی

محمد رضا وقار (دانشجوی کارشناسی ارشد)

امیر نجات* (دانشیار)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران

مهندسی مکانیک شریف، بهار ۱۳۹۵ (۸۳-۹۵)
دوری ۲-۳، شماره ۱، ص. ۹۵-۸۳

افزایش فشار کندانسور مستقیماً بر عملکرد توربین بخار تأثیر خواهد داشت. برای بررسی این تغییرات، می توان از شبیه سازی عددی توربین بخار و تحلیل رفتار آن، به عنوان یک راهکار کاربردی استفاده کرد. در این پژوهش تلاش شده تمامی هفت مرحله ناحیه ی کم فشار توربین بخار توسط نرم افزار ANSYS-CFX به صورت سه بعدی و پایا شبیه سازی و تحلیل شود. برای اطمینان از صحت نتایج، نتایج به دست آمده با نتایج حاصل از اندازه گیری های تجربی توربین بخار واقعی مقایسه و نشان داده شد که با نتایج تجربی به خوبی مطابقت دارد. در نهایت راندمان (یعنی نسبت کار تولیدی)، کیفیت بخار، خطوط جریان و پروفیل فشار برای پره های مراحل پایانی توربین در فشارهای مختلف کندانسور محاسبه شد تا اثر افزایش فشار کندانسور بررسی کمی و کیفی شود. این مقایسه نشانگر رفتار توربین بخار بر اساس تغییرات فشار کندانسور و نیز تأثیرگذاری آن بر توربین است.

واژگان کلیدی: مراحل کم فشار توربین بخار، افزایش فشار کندانسور، جریان پایا دوفازی بخار، شبیه سازی عددی سه بعدی، تحلیل جریان توربین بخار.

m.r.vaghar@ut.ac.ir
nejat@ut.ac.ir

۱. مقدمه

در این پژوهش ابتدا سعی شده شبیه سازی کاملی از ناحیه ی کم فشار توربین بخار به صورت پایا انجام شود و با افزایش فشار کندانسور، اثر آن بر ناحیه ی کم فشار بررسی و تحلیل شود تا از این طریق بتوان با تحلیل راندمان کار تولیدی، کیفیت بخار، خطوط جریان و پروفیل فشار بر سطوح پره ها به درک صحیحی از رفتار توربین در شرایط طراحی دست یافت. اهمیت بررسی تأثیرات افزایش فشار کندانسور بدان سبب است که می تواند با تغییر آرایش خطوط جریان باعث ایجاد پدیده های مخرب -- نظیر جدایش جریان -- شود که مستقیماً بر راندمان و کار تولیدی توربین تأثیرگذار است.

با افزایش فشار خروجی سرعت محوری سیال عبوری از مراحل کم فشار توربین بخار کاهش می یابد. بدین ترتیب زاویه ی حمله ی پره های متحرک در این ناحیه تغییر می کند و در نهایت ممکن است پره های توربین با زاویه ی حمله ی منفی سیال -- دست کم در قوس داخلی خود که ناحیه ی پرفشار پره هاست -- روبه رو شوند. در شکل ۱ نمایشی از این پدیده به تصویر کشیده شده است.^[۱]

در شکل ۱ بردار سرعت در حالت عادی به نام V_2 و بردار سرعت در حالت عملکرد خارج از شرایط طراحی و یا با بار کم به نام $V_{2.off}$ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می شود، ناحیه ی واماندگی^۱ در سمت فلار^۲ تشکیل شده و می تواند باعث ایجاد ارتعاش ناپایای پره ها شود. ارتعاش همراه با واماندگی یکی از عوامل بسیار مهم در خرابی و خستگی پره ها در مدت زمان بسیار کم است، لذا اجتناب از عملکرد توربین در این ناحیه ضروری است.

امروزه سهم بالایی از انرژی الکتریکی تولید شده در سراسر جهان به وسیله ی توربین های بخار در نیروگاه های بخار و ترکیبی تأمین می شود. همچنین از توربین های بخار به دلیل داشتن طول عمر و راندمان بالا و دمای کارکرد پایین می توان به عنوان اصلی ترین مولد انرژی در زمینه ی انرژی های نو -- نظیر انرژی خورشیدی و زمین گرمایی -- استفاده کرد. با توجه به این استقبال، بررسی پدیده های مختلف توربین بخار همواره از اهمیت بالایی برخوردار بوده است. به علاوه درک صحیحی از رفتار توربین بخار با تغییر متغیرهای مستقل آن می تواند باعث پیشرفت هرچه بیشتر توربین ها و نیز ممانعت از وقوع مشکلات مختلف در توربین بخار شود؛ به طور مثال افزایش فشار کندانسور که همان فشار خروجی توربین بخار است مستقیماً بر عملکرد ناحیه ی کم فشار توربین بخار تأثیرگذار است و می تواند رفتار این ناحیه را با تغییراتی همراه سازد.

افزون بر این، چون بررسی تجربی توربین بخار تحت شرایط مختلف و نیز مشخص کردن پارامترهای مختلف سیال، و همچنین تعیین شرایط مرزی در ورود و خروج یک مرحله یا بخشی از مراحل توربین بخار بسیار پرهزینه و در مواردی با پیچیدگی ها و مشکلاتی همراه است، شبیه سازی عددی توربین های بخار همواره مورد توجه بوده و به عنوان یکی از راهکارهای کلیدی در بررسی رفتار توربین مورد استفاده قرار می گیرد.

* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۲/۲۷، اصلاحیه ۱۳۹۳/۸/۲۸، پذیرش ۱۳۹۳/۹/۱۷.

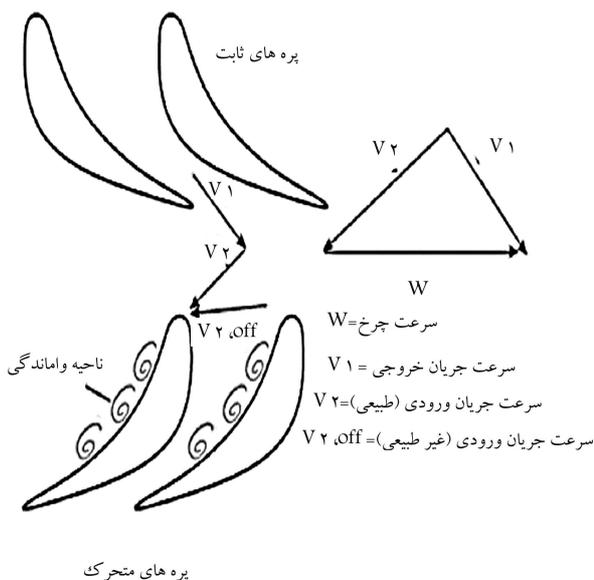
بخار با دبی کم بررسی شده و افزایش فشار خروجی توربین بخار و پیامدهای آن که در این مقاله به آن پرداخته شده است، به صورت مستقل بررسی نشده است. البته عملکرد توربین با بار کم اولین بار توسط لاگون و همکاران، با متمرکز شدن بر پدیده‌ی ویندیک با سیالاتی همچون هوا و بخار خالص انجام شده است.^[۴] در این حالت بار حرارتی زیادی به پره‌ها وارد می‌شود و پره‌ها تحت تحریک میدان سه‌بعدی و ناپایای گردابه‌ی^۴ قرار می‌گیرند.^[۵]

پترویک و ریس تا ۲۰ درصد دبی نامی توربین، نتایج شبیه‌سازی عددی و تجربی را با یکدیگر مقایسه کردند. شبیه‌سازی آنها شامل ناحیه‌ی گردابه‌ی بوده ولی اثرات جریان برگشتی صرف نظر کرده‌اند. لمپارت و پوزیروسکی نیز دو مرحله از ناحیه‌ی کم‌فشار توربین را بدون مقایسه‌ی نتایج برای شرایط کم‌بار مورد بررسی قرار داده‌اند.^[۶] هرزوک و همکاران نیز در سال ۲۰۰۵ و ۲۰۰۷ شبیه‌سازی عددی چهار مرحله ناحیه‌ی پرفشار توربین را در حالت سه‌بعدی و پایا مورد بررسی قرار دادند.^[۸] چنان که مشاهده می‌شود، پژوهش‌های فوق بر دبی و بارهای حرارتی و تأثیر آن بر پدیده‌های مختلف توربین بخار در مراحل پایانی متمرکز بوده است.

همچنین در سال‌های گذشته تأثیر فشار پایین دست توربین بخار در میزان بارگذاری و چگالش جریان بر سطح پره‌ها به صورت دویبعی بررسی شده است.^[۹] همچنین نتایج حاصل از بررسی مدل عددی و دویبعی ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار، و نیز محاسبه‌ی شوک چگالش، فشار و اندازه‌ی قطرات با نتایج تجربی مقایسه شده است.^[۱۰] مطالعات در این دو پژوهش نیز اگرچه به بررسی ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار اختصاص دارد، به صورت دویبعی صورت گرفته، که بیان‌گر لزوم شبیه‌سازی سه‌بعدی توربین بخار و بررسی کامل و جامع اثرات تغییر فشار خروجی توربین است. البته با پیشرفت تکنولوژی و استفاده از ابزارایانه‌ها در شبیه‌سازی عددی انواع توربین‌ها، به تدریج شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده به سمت حل‌های ناپایا پیش رفته، تا از این طریق بتوان رفتار پدیده‌های مختلف را به‌طور کامل و همراه پیشینه و کمینه پارامترهای مختلف بررسی کرد. برای مثال می‌توان به بررسی عددی و ناپایای جریان دوفازی در مراحل کم‌فشار توربین بخار اشاره کرد^[۱۱] که در آن شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی سیال دوفازی غیرتعادلی و نیز اثرات پدیده‌ی هسته‌گذاری و میعان به‌صورت ناپایا در این ناحیه بررسی شده است. البته لازم به ذکر است علی‌رغم استفاده از ابزارایانه‌ها و به‌کارگیری رایانه‌ی بی با ۴۸ هسته‌ی پردازشگر، زمان هر حل در این پروژه در حدود ۶۰ روز گزارش شده است. اهمیت بسیار زیاد این پدیده به استفاده از ابزارایانه‌ها و حل ناپایا برمی‌گردد و می‌توان از آن برای شبیه‌سازی کارآمدتر توربین بخار استفاده کرد.

در سال ۲۰۱۲ میلادی^[۱۲] محققین تنها مرحله‌ی آخر توربین بخار را شرط طراحی شبیه‌سازی عددی قرار دادند و راندمان توربین در این مرحله را محاسبه و با نتایج تجربی مقایسه کردند. البته چنان که گفته شد، پژوهش آنها تنها شامل یک مرحله از توربین بخار است و کل ناحیه‌ی کم‌فشار را بررسی نکرده‌اند؛ به علاوه شرایط غیر از طراحی را نیز مطالعه نکرده‌اند.

در سال ۲۰۱۳، با شبیه‌سازی عددی مرحله‌ی آخر توربین بخار و توزیع، تأثیر تغییر فشار خروجی بر عملکرد توزیع و سیال دوفازی عبوری بررسی شد.^[۱۳] از طریق این شبیه‌سازی الگوی جریان مرحله‌ی آخر و توزیع‌کننده‌ی توربین به‌خوبی در اثر تغییرات فشار خروجی مشخص شد، اگرچه سایر پارامترهای ترمودینامیکی نظیر راندمان کار تولیدی با تمرکز بر کل ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار بررسی نشده است. یکی از پارامترهای مهم در شبیه‌سازی عددی سیال دوفازی توربین بخار، استفاده از مدل توربولانسی^۵ مناسب است. در این رابطه مدل‌های مختلف توربولانسی در مدل دویبعی توربین بخار بررسی و مقایسه شده است.^[۱۴] بدین منظور محققین از



شکل ۱. مثلث سرعت در خروج از پره‌های ثابت و ورود به پره‌های متحرک و ایجاد پدیده‌ی واماندگی.

از طرفی افزایش فشار کندانسور در فصول گرما و به خصوص در مناطق گرمسیری و کم آب امری اجتناب‌ناپذیر و غیر قابل کنترل است که اهمیت بررسی عملکرد رفتار توربین بخار در اثر افزایش فشار کندانسور را بیش از پیش نمایان می‌کند. در این پژوهش تلاش شده است، رفتار سیال عبوری از توربین بخار در ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار با افزایش فشار خروجی نیز مورد بررسی قرار گیرد.

البته تحقیقات در زمینه‌ی بررسی رفتار توربین بخار و همچنین تأثیر فشار خروجی توربین بر روی عملکرد آن، سابقه نسبتاً طولانی دارد. در این زمینه می‌توان به تحقیقات بنیادی «سیستو» در دهه‌ی ۱۹۵۰ میلادی، به‌عنوان اولین تحقیقات اشاره کرد.^[۲] این تحقیق تجربی که به صورت دویبعی انجام شده است، به بررسی پیامدهای پدیده‌ی مخرب ناشی از افزایش فشار خروجی می‌پردازد، بی آن که به شبیه‌سازی جزئیات جریان توربین بخار که در این پروژه به آن پرداخته شده، بپردازد. شبیه‌سازی عددی توربین بخار و بررسی پدیده‌ها و پارامترهای آن سابقه‌ی طولانی دارد. در واقع پدیده‌های مختلفی مورد توجه محققین بوده است که در ادامه به معرفی تعدادی از آنها می‌پردازیم که با پژوهش فعلی و نحوه‌ی شبیه‌سازی عددی توربین بخار در ارتباط‌اند. در یکی از مهم‌ترین تحقیقات صورت گرفته در سال ۲۰۰۹، کارکرد توربین در دبی کم (معروف به پدیده‌ی ویندیک^۳) در سه مرحله‌ی پایانی کم‌فشار توربین بخار در نرم‌افزار ANSYS-CFX به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده است.^[۳] در این پژوهش سه مرحله‌ی پایانی توربین بخار به همراه توزیع‌کننده‌ی انتهایی برای حالت‌های مختلف عملکرد توربین با بار کم به صورت پایا مورد بررسی قرار گرفته شده است. همچنین جریان دوفاز آنها از نوع IAPWS IF۹۷ است که در این پژوهش نیز از آن استفاده شده است. در این پژوهش از بخار دوفاز تعادلی و مدل توربولانسی k-e استفاده شده است و همگرایی حل نیز تا 10^{-4} فرض شده است. به علاوه از شرط مرزی فشار و دمای کل در ورودی و فشار استاتیک در خروجی استفاده شده است. یادآور می‌شود که کارکرد توربین بخار با دبی کم، یکی از دو عامل به وجود آورنده‌ی پدیده‌ی فلاتر مورد بررسی در این پژوهش است. در پژوهش فوق اگرچه نحوه‌ی شبیه‌سازی عددی بسیار مفید است، تنها کارکرد توربین

نرم افزارهای موجود برای شبکه بندی، باید شبکه‌ی مناسب روی هندسه‌ی پره‌های ردیف‌های مختلف مراحل کم فشار توربین بخار تولید شود. پس از اتمام شبکه بندی هر ۱۴ پره متحرک و ثابت، هندسه‌ی موجود به نرم افزار ANSYS-CFX برده شود و در آنجا پس از مشخص شدن نوع جریان، شرایط مرزی و تنظیمات حل، جریان درون محفظه‌ی کم فشار توربین برای فشارهای مختلف خروجی حل می‌شود و تأثیر افزایش فشار خروجی بر مراحل انتهایی توربین بخار، به‌ویژه مرحله‌ی آخر، بررسی خواهد شد. در شکل ۲ فلوچارت مراحل انجام پروژه نشان داده شده است.

پس از به دست آمدن حل برای کل ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار، راندمان کل و مرحله‌ی به‌همراه نسبت کار تولیدی در مرحله‌ی آخر به کل ناحیه‌ی کم فشار محاسبه می‌شود. سپس به‌منظور شناخت بهتر مسئله، خطوط جریان^{۱۴} و پروفیل فشار روی پره متحرک ردیف آخر نمایش داده می‌شود. در نهایت نیز با تغییر فشار خروجی اثر آن را بر پارامترهای ذکر شده بررسی می‌کنیم و الگوی جریان بر اثر افزایش فشار خروجی به دست می‌آید.

چنان که اشاره شد، هفت مرحله‌ی پایانی توربین در نرم افزار ANSYS-CFX شبیه‌سازی شده است. در این شبیه‌سازی حل به صورت پایا^{۱۵} فرض شده است و حل معادلات حاکم در نرم افزار ANSYS-CFX براساس حل معادلات نویر - استوکس میانگین‌گیری شده، و با استفاده از مدل توربولانسی SST و با دقت گسسته‌سازی کم‌تر از 10^{-4} انجام شده است.^[۱۸] همچنین از مدل اتصال مرحله‌ی به‌عنوان سطح مشترک^{۱۶} بین محیط سیال پره‌های ثابت و متحرک استفاده شده است. در مجموع برای شبیه‌سازی هفت مرحله از توربین بخار از ۱۳ سطح مشترک مرحله‌ی برای اتصال محیط پره‌های هر ردیف در این شبیه‌سازی استفاده شده است.

حل معادلات نیز توسط نرم افزار تجاری دینامیک سیالات محاسباتی^{۱۷} (یعنی ANSYS-CFX نسخه ۱۲) صورت گرفته است. لازم به ذکر است که این نرم افزار معادلات را به روش حجم محدود ضمنی^{۱۸} حل می‌کند. به‌علاوه این نرم افزار متغیرهای هیدرودینامیکی نظیر فشار و سرعت را با استفاده از حل‌های ترکیبی و روش جبر شبکه‌های چندگانه^{۱۹} حل می‌کند. در این پژوهش، برای حل معادلات پایا و ویژگی و قابلیت دقت بالا^{۲۰}ی نرم افزار استفاده شده و معیار همگرایی برای کاهش

الگوریتم simple برای حل معادلات وابسته‌ی فشار - سرعت به روش حجم محدود استفاده کرده‌اند؛ شبکه‌ی استفاده شده نیز به‌صورت منظم، و شبکه‌ی لایه‌ی مرزی به‌صورت مطابقت داده شده با پروفیل جریان در نظر گرفته شده است. در نهایت در این پژوهش مدل‌های توربولانس k-e - استاندارد، اصلاح شده^۶، (RNG) - با مدل اسپالارت - آلماراس^۷ و SST k-w مقایسه شده است. در این مقایسه میزان دقت حل و همچنین سرعت حل بررسی شده است. نتیجه این پژوهش نشان می‌دهد که مدل اسپالارت - آلماراس و مدل اصلاح شده‌ی k-e در شبیه‌سازی پدیده‌ی شوک از سایر مدل‌ها کارآمدترند. همچنین مدل‌های خانواده k-e نیاز به تعداد سلول لایه‌ی مرزی کم‌تری دارند و مدل اصلاح شده‌ی آن در مقایسه با سایر مدل‌ها در میزان زمان محاسبات صرفه‌جویی می‌کند.

در رابطه با بررسی پارامترهای توربولانسی می‌توان به پژوهش انجام شده در سال ۱۹۹۸ در خصوص شبیه‌سازی حرارتی دوبعدی توربین بخار اشاره کرد.^[۱۵] در این پژوهش معادلات RANS با مدل‌های توربولانسی یک معادله‌ی اسپالارت - آلماراس و مدل‌های دومعادله‌ی ریولندز پایین k-e و بیسواس^۸ و فوکویاما^۹ به‌روش کاملاً ضمنی^{۱۰} پیمایش زمانی^{۱۱} حجم محدود حل شده است. تحقیقات تجربی و تحلیلی دیگری نیز روی مدل دوبعدی کسکید تحقیقاتی در خصوص شبیه‌سازی توربولانسی انجام شده است.^[۱۶، ۱۷]

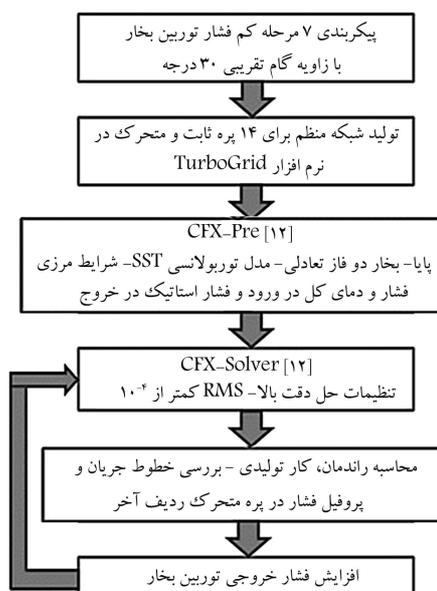
در پژوهش فعلی از مدل SST که مدل قدرت‌مندی برای شبیه‌سازی توربولانس است، استفاده شده است. البته هدف از این پژوهش‌ها بررسی کامل پدیده‌های توربین بخار نبوده و به‌طور مستقل به بررسی مدل‌های عددی توربولانسی پرداخته‌اند و از نتایج آنها در پژوهش فعلی استفاده شده است.

چنان که ملاحظه شد، شبیه‌سازی عددی توربین بخار همواره مورد توجه بوده است و با پیشرفت رایانه‌ها نیز بیش از پیش مورد توجه قرار گرفته است. همچنین با بررسی پژوهش‌های صورت گرفته، عدم وجود پژوهشی مستقل در خصوص شبیه‌سازی سه‌بعدی و کامل ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار و بررسی رفتار توربین و الگوی جریان در این ناحیه در اثر افزایش فشار خروجی مشخص می‌شود. لازم به ذکر است در این پروژه هر مرحله^{۱۲} شامل یک پره‌ی ثابت و یک پره‌ی متحرک است که در کنار هم قرار گرفته‌اند؛ منظور از ناحیه^{۱۳} نیز مجموع هفت مرحله‌ی پایانی توربین بخار شامل ۱۴ پره‌ی ثابت و متحرک است که در این پژوهش و توربین مورد بررسی کل ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار را شامل می‌شود.

۲. شبیه‌سازی عددی

به‌منظور شبیه‌سازی توربین بخار و بررسی عملکرد و رفتار آن ضرورت دارد مرحله‌ی آخر توربین بخار^{۳۱} مرحله‌ی مورد بررسی، مدل شود. زیرا تغییرات فشار کندانسور مستقیماً بر پدیده‌ها و اغتشاشات سه مرحله‌ی آخر و به‌طور خاص ردیف آخر تأثیرگذار است و تأثیر کم‌تری بر سایر مرحله‌های پیشین دارد.

اما از آنجا که شرایط مرزی در ورودی این مرحله متأثر از شرایط خروجی است، لازم است دیگر مراحل کم فشار توربین بخار نیز شبیه‌سازی شود تا بتوان شرایط ورودی را طوری تعیین کرد که دیگر به شرایط خروجی وابسته نشود. به‌طور مثال زاویه‌ی ورودی سیال به مرحله‌ی آخر، وابسته به شرایط خروجی است اما اگر شبیه‌سازی برای مرحله‌های ۲۵ تا ۳۱ توربین بخار انجام شود، شرایط ورودی دیگر به شرایط خروجی وابسته نیست. در نتیجه برای حل صحیح مسئله باید مرحله‌های ۲۵ تا ۳۱ توربین، که همان ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار است، شبیه‌سازی شود. بدین منظور توسط



شکل ۲. فلوچارت مراحل انجام شبیه‌سازی پروژه و حل در این پژوهش.

باقی‌مانده RMS متغیرهای هیدرودینامیکی -- نظیر مومنتوم، جرم، سرعت، نسبت جرمی و انرژی -- کم‌تر از 10^4 در نظر گرفته شده است که با توجه به کاهش چهار مرتبه‌ی از شروع حل، کافی و قابل استناد است.

چنان‌که در مقدمه اشاره شد، از مدل توربولانسی SST که نسبت به سایر مدل‌ها دارای دقت بالاتری است، استفاده شده است. البته از این مدل همراه با قید کوتا - لاندرا^{۲۱} برای انرژی جنبشی توربولانسی که در مسائل توربوماشین کاربرد دارد، استفاده شده است.

۱.۲. معادله‌ی حالت سیال دوفازی

سیال عامل در توربین بخار، سیالی دوفازی متشکل از دو فاز بخار آب و مایع آب است. این امر بدین معناست که بخار آب در حین عبور از پره‌های مراحل مختلف توربین بخار، می‌تواند به دو حالت بخار اشباع و یا ترکیب فاز بخار و مایع درآید. در این پژوهش از بخار تعادلی^{۲۲} براساس اطلاعات بخار پایگاه داده IAPWS-IF97 به‌عنوان معادله‌ی حالت و شبیه‌سازی سیال عامل دوفازی در نرم‌افزار استفاده شده است. پایگاه داده IAPWS-IF97 بیان‌گر معادله‌ی دقیقی حالت برای خواص بخار و مایع است. بر این اساس، جدول خواص سیال برای یک محدوده‌ی مشخص به دست آمده و در زمان حل نیز، خواص مجهول سیال دوفازی بخار آب - آب با میان‌بایی به دست می‌آید.

معادله‌ی حالت برای سیال عامل دوفازی به دست آمده در این روش با دقت بسیار زیادی تغییرات فاز روی خط اشباع را مدل می‌کند. لازم به ذکر است نرم‌افزار CFX براساس مدل بخار ارائه شده توسط IAPWS بازه دمایی بین ۲۷۳/۱۵ تا ۱۰۷۳/۱۵ کلون و محدوده فشاری ۶۱۱ پاسکال تا ۱۰ مگاپاسکال را پوشش می‌دهد، که این محدوده ناحیه‌ی عملکردی ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار به همراه تغییرات فشار خروجی به کار گرفته در این پژوهش برای شبیه‌سازی کامل سیال عامل دوفازی را پوشش می‌دهد.

۲.۲. هندسه و تولید شبکه

هدف از انجام پروژه‌ی شبیه‌سازی پره‌های ردیف‌های آخر ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار در شرایط طراحی و فشارهای خروجی بالاتر از این مقدار به‌منظور محاسبه‌ی راندمان، کار و توزیع فشار روی پره‌های این ناحیه است. اما از آنجا که پروفیل سرعت در ورودی مرحله‌های آخر مجهول است، شبیه‌سازی را به کل هفت مرحله‌ی کم‌فشار توربین بخار تعمیم داده‌ایم تا از موازی بودن پروفیل سرعت با راستای محور توربین و نیز از وابسته نبودن شرایط مرزی ورودی به شرایط مرزی خروجی، اطمینان حاصل کرد. از طرفی برای شبیه‌سازی عددی مسائل توربوماشین هیچگاه کل مسیر حلقوی جریان شامل تمامی پره‌های نصب شده بر روی روتور محوری توربین، شبیه‌سازی و حل نمی‌شود. در این مسائل با توجه به تقارن توربین‌ها در راستای θ فرض می‌شود که شرایط جریان عبوری از روی تمامی پره‌ها یکسان است. البته در عمل هر چه نسبت قطاع پره‌های مدل شده برای هر پره به ۱ نزدیک باشد، دقت حل نیز افزایش می‌یابد.

با توجه به این که برای جلوگیری از پدیده‌ی تشدید در نوسانات پره‌ها، تعداد پره‌های ثابت و متحرک هر ردیف برهم بخش‌پذیر نیست، نمی‌توان دقیقاً به نسبت قطاع یک جزء با شبیه‌سازی کل پره‌های موجود (۳۶۰ درجه) دست یافت. اما با بررسی‌های صورت گرفته مشخص شد اگر قطاع مدل شده از هر ردیف پره حدوداً

۳۰ درجه در نظر گرفته شود، نسبت قطاع مدل شده با تقریب بسیار خوبی به ۱ نزدیک می‌شود.

در جدول ۱ تعداد پره‌های هر ردیف و پره‌های مدل شده و قطاع آن نشان داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، هرچه به سمت ردیف‌های اولیه‌ی ناحیه‌ی کم‌فشار توربین حرکت کنیم، تعداد پره‌ها زیاده‌تر می‌شود و البته سایز آنها نیز کاهش می‌یابد. البته در مراحل آخر، به‌خصوص سه مرحله‌ی پایانی، از تعداد پره‌ها کاسته می‌شود و سایز آنها (ارتفاع و پهنا) افزایش می‌یابد. همچنین در پره‌های متحرک ردیف‌های آخر به‌علت ارتفاع زیاد پره و امکان به وجود آمدن گردابه در سیال مجاور آنها، پره‌ها از مقطع هاب^{۲۳} تا شورد^{۲۴} دارای پیچش بسیارند که اصطلاحاً به آنها پره پیچش‌یافته^{۲۵} می‌گویند.

همچنین با نگاهی به ستون سمت راست جدول ۱ مشخص می‌شود که قطاع‌های شبیه‌سازی شده در این پژوهش در حدود ۳۰ درجه و متوسط نسبت دو قطاع هم‌جوار برابر با ۹۹۸۸/۰ است. نسبت دو قطاع هم‌جوار مدل شده به‌ترتیب دارای بیشینه و کمینه‌ی ۱/۱۰۳ و ۹۴۹/۰ است که با توجه به نسبت قطاع ایده‌آل ۱ برای شبیه‌سازی مناسب است.

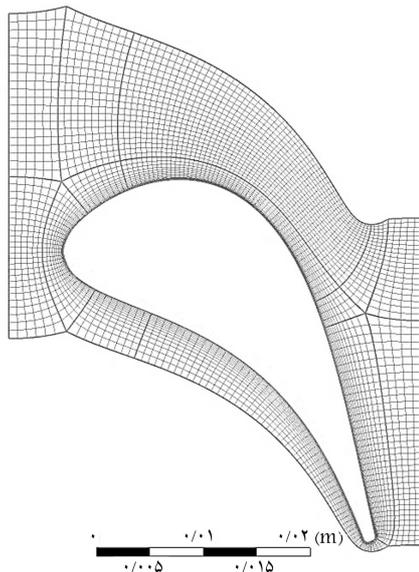
در شکل ۳ نمایی از کل پره‌های مدل شده در این پژوهش نشان داده شده است. چنان‌که در شکل ۳ مشخص است، در این پژوهش کل ناحیه‌ی کم‌فشار توربین ۱۸۰ مگاواتی شرکت مهندسی و ساخت توربین مپنا (توگا) با نسبت تقریبی ۱:۱۲ از کل فضای ۳۶۰ درجه، چیدمان پره‌ها به دور محور توربین شبیه‌سازی شده است. به‌علاوه علت بزرگ‌تر شدن طول پره‌های ردیف‌های پایانی نسبت به ابتدایی افزایش زیاد حجم بخار در این مراحل است.

جدول ۱. تعداد پره‌های مدل شده در هر ردیف.

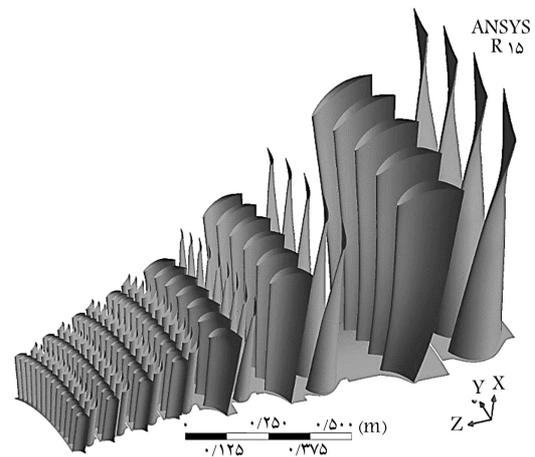
مرحله	تعداد کل پره‌ها	تعداد پره	
		مدل شده	قطاع مدل شده
S25*	۱۵۲	۱۳	۳۰/۷۹
R25**	۱۴۷	۱۲	۲۹/۳۹
S26	۱۶۶	۱۴	۳۰/۳۶
R26	۱۴۲	۱۲	۳۰/۴۲
S27	۱۵۲	۱۳	۳۰/۷۹
R27	۱۴۰	۱۲	۳۰/۸۶
S28	۱۴۸	۱۲	۲۹/۱۹
R28	۱۳۴	۱۱	۲۹/۵۵
S29	۸۶	۷	۲۹/۳۰
R29	۱۱۰	۹	۲۹/۴۵
S30	۷۸	۶	۲۷/۶۹
R30	۶۴	۵	۲۸/۱۳
S31	۵۸	۵	۳۱/۰۳
R31	۴۸	۴	۳۰/۰۰

* منظور از S پره‌های ثابت است.

** منظور از R پره‌های متحرک است.



شکل ۵. نمونه از شبکه تولیدی برای مقطع هاب پره ثابت مرحله ۲۵.



شکل ۳. نمایی از پره‌های مدل شده‌ی بخش کم فشار توربین بخار.

جدول ۲. تعداد المان‌های شبکه تولیدی برای پره‌های هر ردیف.

مرحله	تعداد مش	مرحله	تعداد مش
هر پره	هر پره	هر پره	هر پره
۲۶۴۶۴	R۲۵	۳۱۷۲۸	S۲۵
۲۲۵۱۲	R۲۶	۳۰۶۷۲	S۲۶
۲۴۳۸۴	R۲۷	۳۵۰۵۶	S۲۷
۲۷۶۹۶	R۲۸	۳۳۰۷۲	S۲۸
۳۳۰۸۸	R۲۹	۳۲۷۳۶	S۲۹
۶۴۴۴۰	R۳۰	۵۶۴۷۲	S۳۰
۷۲۳۱۲	R۳۱	۶۳۶۷۴	S۳۱

جدول ۳. تعداد کل المان‌ها و گره‌های شبکه تولیدی.

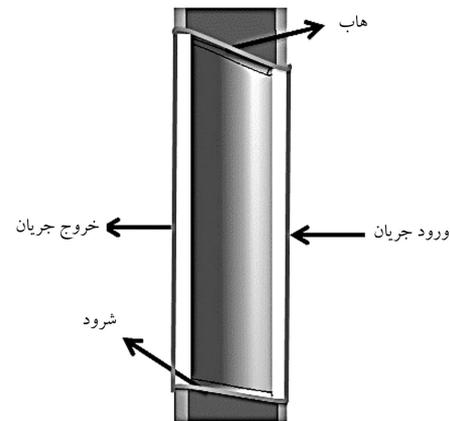
تعداد کل المان‌ها *	تعداد کل گره‌ها **
۴۶۷۵۰۳۴	۵۱۹۰۶۹۷

* number of elements

** number of nodes

ضرب شود. حال با ضرب تعداد مش هر پره در تعداد پره‌های مدل شده از هر ردیف (جدول ۲) و جمع آنها، تعداد کل شبکه‌ی تولیدی و گره‌های آن به دست می‌آید. در جدول ۳ تعداد کل المان‌ها و گره‌های شبکه تولیدی ارائه شده است.

لازم به ذکر است که کم‌ترین و بیشترین زاویه‌ی المان‌های تولیدی به ترتیب برابر ۸۷/۱۴ درجه و ۱۵۷/۶۷ درجه است. همچنین کم‌ترین و بیشترین نسبت حجم المان‌های شبکه تولیدی به ترتیب برابر با ۱ و ۱۱/۲ است. چنان‌که پیشتر نیز اشاره شد، تمام المان‌های تولیدی به صورت منظم و شش ضلعی است و با توجه به مشخصات المان‌های تولیدی که ارائه شد، می‌توان ادعا کرد کیفیت شبکه تولیدی در این پژوهش قابل قبول است.



شکل ۴. نحوه‌ی تشکیل محفظه‌ی عبوری سیال مربوط به پره‌ی ثابت مرحله‌ی ۲۵.

پس از مشخص شدن تعداد پره‌های مدل شده، برای حل عددی باید فضای حل توسط نرم‌افزار ANSYS-TurboGrid شبکه‌بندی شود. بدین منظور لازم است در نرم‌افزار ANSYS-Blade Editor محفظه‌ی عبوری سیال، چنان‌که در شکل ۴ نشان داده شده است برای هر پره مشخص شود.

چنان‌که در شکل ۴ دیده می‌شود، برای تشکیل محفظه‌ی جریان برای هر پره باید ورودی جریان، خروجی جریان، مقطع هاب و شروود مشخص شود. به علاوه با ایجاد لایه‌هایی پروفیل پره در آن مقطع نیز مشخص می‌شود. در این پژوهش هرچه چرخش میزان پره‌ها از مقطع هاب تا شروود بیشتر باشد، تعداد لایه‌های مورد استفاده نیز بیشتر شده است. پس از تعیین محفظه‌ی جریان برای هر چهارده ردیف پره، تولید شبکه در نرم‌افزار ANSYS-TurboGrid برای پره‌ها صورت می‌پذیرد. لازم به ذکر است این نرم‌افزار، یکی از قدرتمندترین نرم‌افزارهای تولید شبکه‌ی منظم برای هندسه‌های مرتبط با توربوماشین‌هاست. در شکل ۵ نمایی از شبکه‌ی تولیدی و بلوک‌بندی مربوط به آن، برای مقطع هاب پره ثابت مرحله ۲۵ نشان داده شده است.

چنان‌که در شکل ۵ دیده می‌شود، شبکه‌ی تولیدی در این مرحله و سایر مراحل مدل شده در این پژوهش از نوع منظم بوده است. در جدول ۲ نیز تعداد المان‌های شبکه تولیدی شده برای هر ردیف ارائه شده است.

لازم به ذکر است این تعداد برابر با تعداد المان‌های یک پره است و برای محاسبه‌ی کل المان‌های هر مرحله این مقدار باید در تعداد پره‌های مدل شده هر ردیف (جدول ۲)

۳.۲. بررسی استقلال نتایج حل از شبکه تولیدی

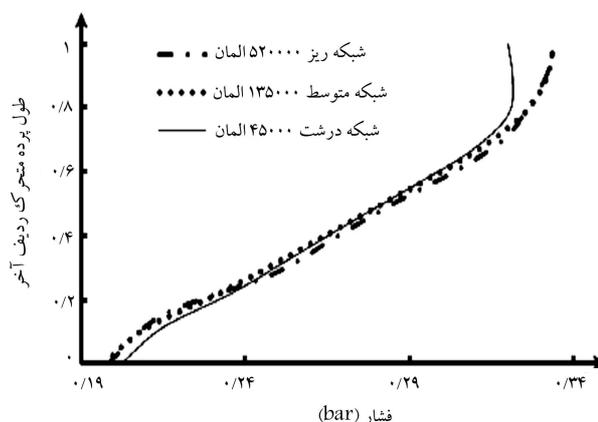
مشخص کردن اندازه‌ی مناسب و بهینه‌ی شبکه‌ی تولیدی یکی از بخش‌های مهم و کلیدی در هر تحقیق شبیه‌سازی عددی است، زیرا این امر می‌تواند مستقیماً بر روند همگرایی نتایج تأثیر بگذارد. به بیان دیگر، نتایج مسئله‌ی فیزیکی مشخصی که با ابعاد شبکه‌های گوناگون به روش شبیه‌سازی عددی حل می‌شود، می‌بایست مستقل از شبکه‌ی تولیدی باشد و نتایج به دست آمده نباید با کوچک‌تر شدن شبکه‌ی تولیدی تغییر محسوسی کند.

البته در این پژوهش با توجه به این که هر ردیف از پره‌های ثابت و متحرک جداگانه شبکه‌بندی شده و سپس در نرم‌افزار ANSYS-CFX با شرط مرزی Stage به یکدیگر متصل شده‌اند، تعداد شبکه‌ی تولیدی برای هر ردیف باید متناسب با تعداد شبکه‌ی تولیدی ردیف‌های مجاور خود باشد. به بیان دیگر، در سطوح مشترک، تعداد المان‌های دو ردیف پره مجاور نباید اختلاف قابل توجهی داشته باشد، زیرا باعث خطا و مشکل در همگرایی حل می‌شود. در نتیجه برای بررسی استقلال نتایج از شبکه‌ی تولیدی، با توجه به وابستگی تعداد المان‌های شبکه‌ی تولیدی هر ردیف از پره‌ها می‌توان استقلال نتایج به دست آمده از شبکه‌ی تولیدی را برای تنها یک مرحله از توربین بررسی کرد و نیز با توجه به تعداد المان‌های بهینه‌ی به دست آمده، تعداد المان‌های مورد نیاز سایر ردیف‌ها را تعیین کرد.

لذا در این پژوهش، مرحله‌ی آخر توربین بخار برای ۳ شبکه‌ی تولیدی با تعداد شبکه‌ی مختلف (رین، متوسط و درشت) حل شده،^[۱۰] و تأثیر آن بر توزیع فشار در طول پره‌ی متحرک ردیف آخر بررسی شده است (شکل ۶). چنان که در شکل ۶ مشاهده می‌شود نتایج به دست آمده از شبکه‌ی متوسط تفاوت زیادی با شبکه‌ی با سلول ریز ندارد و بنابراین شبکه‌ی مناسب برای ردیف آخر توربین شامل یک پره ثابت و متحرک که در آن نتایج مستقل از حل هستند برابر با ۱۳۵۰۰۰ سلول می‌تواند انتخاب شود. بر این اساس تعداد سلول‌های شبکه‌ی تولیدی سایر ردیف‌ها مطابق جدول ۲ مشخص می‌شود.

۴.۲. شرایط مرزی

در این پژوهش از شرط مرزی فشار کل و دمای کل در مقطع ورودی استفاده شده است. به علاوه جهت سیال ورودی موازی محور روتور توربین است و کیفیت سیال ورودی نیز در این مقطع برابر با ۱ در نظر گرفته شده است. به‌طور کلی موازی بودن



شکل ۶. بررسی تأثیر تعداد المان شبکه تولیدی بر فشار در طول پره متحرک ردیف آخر توربین بخار.

سیال بدین معناست که پروفیل سرعت در مقطع ورودی با راستای پایه (هاب) تنظیم شده و به‌صورت خطی از هاب تا شroud تغییر می‌کند تا در بالاترین نقطه موازی راستای شroud در مقطع ورودی شود. البته برای تکمیل شرایط مرزی ورودی، اندازه سرعت در مقطع ورودی نیز لازم است، که از تقسیم جرم مخصوص سیال بر سطح مقطع ورودی به دست می‌آید.

در مقطع خروجی نیز از فشار استاتیک بدون متوسط‌گیری استفاده شده است. همچنین با توجه به این که تمامی پره‌های یک ردیف در این پژوهش مدل نشده است، از شرط مرزی متناوب^{۲۶} در دو سمت پره‌های مدل شده هر ردیف استفاده شده است. به‌علاوه سرعت دیواره‌ها در مقطع شroud پره‌های متحرک، با توجه به این که شroudها مدل نشده‌اند، برابر با عکس سرعت سایر نقاط محفظه‌ی عبوری جریان در نظر گرفته شده است. سایر دیواره‌ها، سرعتی برابر با سرعت چرخش محفظه‌ی عبوری جریان دارند. البته چنان که گفته شد، از شرط مرزی استیج برای اتصال محفظه‌های عبوری سیال پره متحرک و ثابت استفاده شده است. برای درک بهتر شرایط مرزی مورد استفاده به همراه قیدهای مورد استفاده، در جدول ۴ این شرایط مرزی، ارائه شده است. در مجموع، شرایط مرزی استفاده شده به ۶ نوع مرز تقسیم‌بندی شده است.

۵.۲. اعتبارسنجی و مقایسه با نتایج تجربی

به‌منظور بررسی و اعتبارسنجی نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی عددی مراحل کم‌فشار توربین بخار، از اطلاعات به دست آمده‌ی توربین بخار ۱۶۰ مگاواتی شرکت مهندسی و ساخت توربین مپنا (توگا) استفاده شده است. این اطلاعات مربوط به فشار و کیفیت بخار مراحل مختلف توربین است. بررسی و مقایسه‌ی نتایج نشان می‌دهد که نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی عددی این پژوهش با اطلاعات اندازه‌گیری شده توربین بسیار مطابقت دارد. البته در این مقایسه اطلاعات و نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی هفت مرحله‌ی توربین بخار تنها با استفاده از یک پره در هر ردیف نیز گنجانده شده است تا لزوم شبیه‌سازی با قطاع یکسان پره‌های ردیف‌های مختلف توربین بخار مشخص شود. در جدول ۵ نتایج فشار به دست آمده از شبیه‌سازی یک پره از هر ردیف و یک قطاع مشترک و نتایج تجربی و خطای هر مرحله ارائه شده است.

چنان که در جدول ۵ مشاهده می‌شود درصد خطای شبیه‌سازی با قطاع یکسان که در این پروژه کاربرد داشته است، بسیار کم و در بیشتر مراحل کم‌تر از ۱ درصد و به‌طور متوسط معادل ۱٫۲ است. این در صورتی است که نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی با یک پره خطای زیادی داشته و حتی در مراحل میانی به پنجاه درصد مقادیر اندازه‌گیری شده نیز می‌رسد.

در جدول ۶ درصد خطای نتایج تجربی کیفیت بخار x به دست آمده برای هر ردیف، با شبیه‌سازی یک پره از هر ردیف و یک قطاع مشترک ارائه شده است. لازم به ذکر است کیفیت بخار براساس مدل بخار تعادلی IAPWS IF۹۷ مورد استفاده در نرم‌افزار CFX محاسبه می‌شود. بدین ترتیب که کیفیت بخار از تقسیم جرم بخش بخار به کل جرم بخار و مایع به دست می‌آید.

نتایج ارائه شده در جدول ۶ نشان می‌دهد که برای کیفیت بخار، شبیه‌سازی به هر دو روش دارای دقت قابل قبولی است، اگرچه دقت شبیه‌سازی با قطاع مشترک بهتر و متوسط خطا کم‌تر شده است. به‌طور کلی نتایج به دست آمده از بخش اعتبارسنجی نشان می‌دهد که شبیه‌سازی با قطاع یکسان و نسبت قطاع ۱ (برابر با زاویه ۳۰ درجه) که در این پروژه کاربرد داشته است، دارای دقت مورد نیاز

جدول ۴. شرایط مرزی مورد استفاده در شبیه‌سازی عددی مرحله کم‌فشار توربین.

ردیف	مرز	شرایط مرزی
۱	ورودی پره ثابت مرحله ۲۵	فشار کل: ۷/۸ بار دمای کل: ۴۸۱ کلوین جهت جریان موازی محور توربین کیفیت بخار: ۱ (بخار سوپرهیت)
۲	خروجی پره متحرک مرحله ۳۱	فشار استاتیک (طراحی): ۱۴/۰ بار
۳	اتصال محفظه سیال‌های پره ثابت و متحرک	شرط مرزی Stage (متوسط‌گیری شده)
۴	دو دیواره کناری محفظه‌های سیال	پریودیک
۵	مقاطع هاب و شroud محفظه سیال پره‌های ثابت	ثابت
۶	مقاطع هاب و شroud محفظه سیال پره‌های متحرک	هاب: مساوی با سرعت محفظه شroud: ثابت

جدول ۵. درصد خطای نتایج فشار شبیه‌سازی‌های مختلف توربین بخار.

مرحله	فشار توربین مینا		شبیه‌سازی با قطاع یکسان		شبیه‌سازی تک‌پره	
	فشار (بار)	خطا (درصد)	فشار (بار)	خطا (درصد)	فشار (بار)	خطا (درصد)
۲۵	۵,۸۷	۵,۸۸	۰,۲۲۸	۶,۱۱	۴,۰۷۴	
۲۶	۴,۲	۴,۲۲	۰,۶۳۳	۴,۵۶	۸,۷۳۱	
۲۷	۲,۸۵	۲,۸۷	۰,۵۸۸	۳,۲۶	۱۴,۳۱۰	
۲۸	۱,۸۷	۱,۸۴	۲,۱۵۹	۲,۲۲	۱۸,۷۶۳	
۲۹	۰,۹۵	۰,۹۲	۲,۳۴۶	۱,۲۹	۳۵,۹۸۴	
۳۰	۰,۴۲	۰,۴۲	۰,۲۷۹	۰,۶۴	۵۳,۲۵۴	
۳۱	۰,۱۳۶۹	۰,۱۳۷	۰,۶۵۸	۰,۱۴	۳,۵۰۶	
متوسط خطا	-	-	۱,۲۱۳	-	۱۹,۸۰۳	

جدول ۶. درصد خطای نتایج کیفیت بخار شبیه‌سازی‌های مختلف توربین بخار.

مرحله	کیفیت بخار		شبیه‌سازی با قطاع یکسان		شبیه‌سازی تک‌پره	
	کیفیت مینا	کیفیت بخار	خطا (درصد)	کیفیت بخار	کیفیت بخار	خطا (درصد)
۲۵	۱	۱	۰	۱	۰	
۲۶	۱	۰,۰۹۹	۰,۱۷۱	۱	۰	
۲۷	۰,۹۸	۰,۹۷	۰,۲۹۲	۰,۹۸	۰	
۲۸	۰,۹۵	۰,۹۵	۰	۰,۹۶	۰,۵۴۶	
۲۹	۰,۹۲	۰,۹۲	۰	۰,۹۳	۱,۰۰۰	
۳۰	۰,۹	۰,۸۹	۰,۸۸۶	۰,۹۱	۱,۰۹۰	
۳۱	۰,۸۶	۰,۸۵	۱,۴۵۳	۰,۸۵	۱,۲۰۰	
متوسط خطا	-	-	۰,۵۸۷	-	۱,۱۲۹	

است و شبیه‌سازی با یک پره تنها برای بعضی از پارامترها نظیر کیفیت بخار مناسب است و برای تأمین اهداف این پروژه که به نتایج به دست آمده برای فشار وابسته است، مناسب نیست.

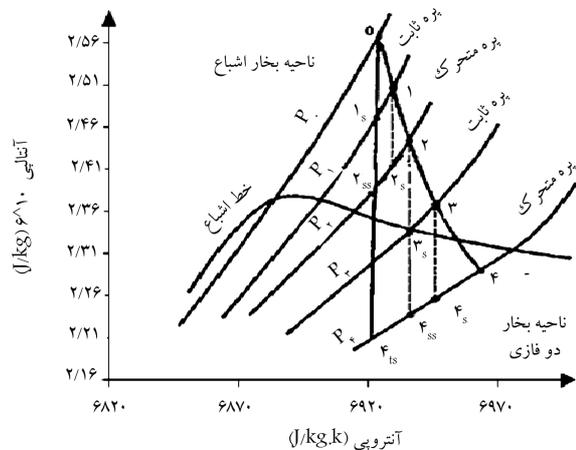
۳. نتایج

بعد از اطمینان از صحت نتایج شبیه‌سازی عددی، کمیت‌های مختلف از جمله گردابه‌ها و توزیع فشار روی پره‌های توربین را با توجه به تغییر فشار خروجی توربین بررسی می‌کنیم تا از این طریق محدوده‌ی عملکرد ایمن توربین بخار را براساس فشار خروجی تعیین کنیم. در این پژوهش نتایج برای فشار خروجی طراحی توربین بخار (۰٫۱۳۶۹ بار) و فشارهای بالاتر از این مقدار (۰٫۳، ۰٫۳۷۵، ۰٫۴۵ و ۰٫۵ بار) به دست آمده و بررسی شده است که در ادامه نتایج آنها مورد بررسی قرار گرفته است. لازم به ذکر است در وضعیت فعلی، توربین در فشار خروجی ۰٫۵ بار به‌طور ناگهانی خاموش و تریپ ۲۷ می‌شود.

۱.۳. بررسی راندمان کل ناحیه‌ی کم‌فشار و پره آخر توربین بخار

فرایند ترمودینامیکی و نحوه‌ی تغییرات حالت سیال در یک مرحله‌ی توربین بخار با پره‌های عکس‌العملی را می‌توان در نمودار آنتالپی - آنترופی که به نمودار مولیر ۲۸ نیز معروف است، نشان داد. در شکل ۷ نمایی شماتیک از دو مرحله از توربین بخار، شامل دو پره متحرک و ثابت نشان داده شده است. چنان که در شکل مشخص است فرایند بین نقاط ۰ و ۴ فرایند ایده‌آل و بدون تلفات (آنترופی ثابت) است، حالی که فرایند بین نقاط ۰ و ۴ یک فرایند واقعی شامل تلفات است. اختلاف بین نقاط ایده‌آل و واقعی در خروجی توربین در حقیقت بر اثر تلفات حاصل می‌شود. چنان که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، نقاط ۰ تا ۲ شامل مرحله‌ی اول و نقاط ۲ تا ۴ مربوط به مرحله‌ی دوم توربین است. همچنین در شکل ۷ خط اشباع که جداکننده‌ی ناحیه‌ی بخار اشباع و بخار دوفاز است نیز نشان داده شده است. در بررسی توربین‌ها، برای ارزیابی کمی فرایند انتقال انرژی از سیال به پره‌ها و تبدیل انرژی و در نظر گرفتن اثر تلفات بر این تبدیل از بازده بهره می‌برند.

در واقع بازده معیاری است که نشان می‌دهد چه مقدار از انرژی سیال پس از در نظر گرفتن تمامی تلفات به کار مکانیکی تبدیل شده است. طبق تعریف، بازده



شکل ۷. نمودار مولیر مربوط به توربین بخار با پره‌های عکس‌العملی. [۱۹]

استاتیک کل از رابطه‌ی ۱ به دست می‌آید: [۱۹]

$$\eta_{total-twostages} = \frac{h_0 - h_{t2}}{h_0 - h_{t2s}} \quad (1)$$

که در آن h_0 آنتالپی سکون در ورودی به پره ساکن نخست، h_{t2} آنتالپی سکون واقعی در خروجی از پره متحرک مرحله آخر و h_{t2s} آنتالپی سکون در خروجی از پره‌ی متحرک مرحله‌ی آخر است مشروط بر آن که فرایند آنترופی ثابت طی شده باشد. همچنین راندمان یک مرحله‌ی (آخر) از رابطه‌ی ۲ به دست می‌آید:

$$\eta_{total-onestages} = \frac{h_{t2} - h_{t2s}}{h_{t2} - h_{t2s}} \quad (2)$$

که در آن h_{t2s} آنتالپی در خروجی از پره متحرک به شرط فرایند آنترופی ثابت (یک مرحله‌ی) و h_{t2} آنتالپی سکون در ورودی مرحله‌ی دوم در شکل ۶ است. با توجه به این که نسبت انحراف از آنتالپی فرایند آنترופی ثابت برای کل مراحل از یک مرحله بیشتر است (شکل ۶)، بازدهی یک مرحله نیز از بازدهی کل مراحل برای پره‌های عکس‌العملی ۲۹ کم‌تر است:

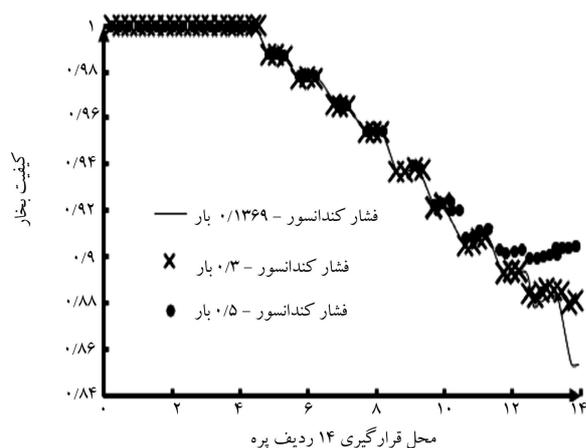
$$\eta_{total-twostages} > \eta_{total-onestages} \quad (3)$$

ذکر این نکته نیز ضروری است که راندمان توربین‌ها به‌طور جداگانه، بالا و در بین ۹۰ تا ۹۵ درصد است و کم‌تر از این مقدار نشان‌گرافت شدید و مشکل در توربین است. در ادامه راندمان‌های کل ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار و مرحله‌ی آخر (مرحله‌ی ۳۱) به دست آمده برای توربین بخار مورد بررسی در این پژوهش در فشار خروجی طراحی، ۰٫۱۳۶۹ بار، ۰٫۳ بار، ۰٫۳۷۵ (فشار آغازین گردابه‌ها بر روی پره متحرک مرحله آخر) و نیم‌بار (تریپ) در جدول ۷ ارائه شده است. چنان که مشاهده می‌شود، راندمان کل ناحیه‌ی کم‌فشار توربین بخار مورد بررسی بالاست (در حدود ۹۲ تا ۹۴ درصد) و با تغییر فشار خروجی تغییر چندانی نمی‌کند. بالا بودن راندمان توربین چنان که گفته شد منطقی است و راندمان توربین به‌طور جداگانه در سیکل بخار بیشتر از ۹۰ درصد است.

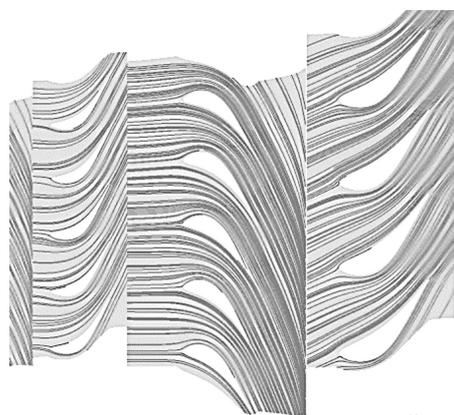
به‌علاوه چنان که در جدول ۷ نیز مشاهده می‌شود، راندمان تک‌مرحله‌ی توربین بخار (مرحله‌ی آخر) از راندمان کلی توربین در آن فشار کم‌تر است. البته با افزایش فشار خروجی توربین بخار، راندمان مرحله‌ی آخر توربین با توجه به تغییر زاویه‌ی خطوط جریان به‌طور قابل ملاحظه‌ی (۶ درصد) کاهش پیدا می‌کند که نشان‌گر تلفات زیاد در این فشار است. البته با افزایش بیشتر فشار خروجی تا نیم‌بار (تریپ) و تولید گردابه‌هایی در سراسر پره‌ی متحرک مرحله آخر، راندمان مرحله‌ی آخر نهایتاً به صفر میل کرده و حتی منفی نیز می‌شود.

جدول ۷. نیروی محوری وارد بر پره‌ی متحرک ردیف آخر با تغییر فشار خروجی.

فشار خروجی	راندمان کل ناحیه‌ی	راندمان مرحله‌ی
توربین بخار	کم‌فشار توربین	آخر توربین
(بار)	بخار (درصد)	بخار (درصد)
۰٫۱۳۶۹ (طراحی)	۹۴٫۴۹	۹۳٫۸۴
۰٫۳	۹۴٫۳۱	۹۱٫۵۸
۰٫۳۷	۹۴٫۰۱	۸۷٫۵۷
۰٫۵	۹۲٫۱۲	—



شکل ۸. نمودار تغییرات کیفیت بخار از ابتدای ناحیه‌ی کم فشار تا خروجی توربین در فشارهای خروجی مختلف.



شکل ۹. پروفیل خطوط جریان در مقطع میانی ردیف‌های آخر در فشار ۰/۱۳ بار. تغییرات کیفیت بخار در سه فشار خروجی توربین ۰/۱۴ بار (طراحی)، ۰/۳ بار و ۰/۵ بار ترسیم شده است.

چنان که مشاهده می‌شود، کیفیت بخار در سه مرحله‌ی پایانی مستقیماً تحت تأثیر فشار خروجی توربین بخار است و با افزایش فشار خروجی، کیفیت بخار در مراحل آخر نیز افزایش می‌یابد. این افزایش در صورتی است که در طول مرحله‌ی آخر توربین بخار (بین پره‌های ردیف ۱۲ تا ۱۴ در شکل ۸) کیفیت بخار به سمت ثابت شدن میل می‌کند. به عبارت دیگر کیفیت بخار و به دنبال آن، آنتالپی در ابتدا و خروجی این مرحله ثابت می‌ماند؛ این بدان معناست که کار تولیدی و راندمان در این مرحله صفر و حتی در فشارهای بالاتر (نیم‌بار) کیفیت بخار در خروجی (پره شماره ۱۴) بیشتر از کیفیت بخار در ورودی مرحله‌ی آخر (پره ۱۲ در شکل ۸) می‌شود و باعث کار تولیدی و راندمان منفی نیز می‌شود.

۴.۳. بررسی پروفیل خطوط جریان

در ادامه برای درک بهتر تأثیرات فشار خروجی بر راندمان و نسبت کار تولیدی توربین، به بررسی پروفیل سرعت در مقاطع مختلف برای پره متحرک ردیف توربین بخار مورد بررسی در این پژوهش می‌پردازیم. در شکل ۹ پروفیل خطوط جریان در مقطع میانی پره‌های توربین بخار نشان داده شده است.

۲.۳. نسبت کار انجام شده در مرحله‌ی آخر توربین به کل ناحیه‌ی کم فشار

به منظور درک بهتر افت راندمان و میزان کار تولیدی در مرحله‌ی آخر توربین بخار با افزایش فشار خروجی، در این بخش به بررسی نسبت کار تولیدی در مرحله‌ی آخر توربین بخار به کل کار تولیدی در ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار می‌پردازیم. میزان کار تولیدی در فاصله بین دو مرحله نشان داده شده در شکل ۵ توسط رابطه‌ی ۴ محاسبه می‌شود.

$$W_{total-twostages} = \dot{m}(h_0 - h_2) \quad (4)$$

براین اساس کار تولیدی در مراحل مختلف توربین از ضرب اختلاف آنتالپی سکون در ورود و خروج در دبی جرمی به دست می‌آید. در نتیجه نسبت کار تولیدی در مرحله‌ی آخر توربین بخار مورد بررسی در این پژوهش به کل کار تولیدی در مراحل کم فشار توربین بخار از رابطه‌ی ۵ به دست می‌آید:

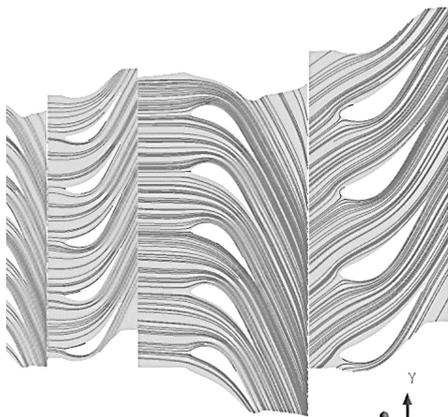
$$\text{نسبت کار مرحله‌ی آخر به کل کار ناحیه‌ی کم فشار} = \frac{(h_{SR1} - h_{RR1})}{(h_{SR5} - h_{RR1})} \quad (5)$$

که در آن دبی جرمی با توجه به ثابت بودن در صورت و مخرج کسر حذف شده است. در جدول ۸ نیز نسبت کار تولیدی مرحله‌ی آخر برای فشار خروجی طراحی ۰/۱۳۶۹ بار، ۰/۳ بار، ۰/۳۷۵ بار و نیم بار ارائه شده است. چنان که مشاهده می‌شود، در شرایط طراحی یک چهارم کار تولیدی ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار مربوط به مرحله‌ی آخر است، که با توجه به اندازه بزرگ تر پره‌های ردیف‌های انتهایی توربین نسبت به مراحل ابتدایی، این امر منطقی به نظر می‌رسد. با افزایش فشار خروجی و با کاهش سرعت و تغییر زاویه‌ی حمله‌ی پره متحرک ردیف آخر، از میزان کار تولیدی مرحله‌ی آخر کاسته می‌شود تا در نهایت با بروز پدیده‌ی واماندگی (استال) کار تولیدی در این مرحله نه تنها صفر می‌شود، بلکه منفی نیز می‌شود. این بدان معناست که توربین در این وضعیت نه تنها کاری از مرحله‌ی آخر دریافت نمی‌کند، بلکه بخشی از انرژی تولیدی آن صرف چرخاندن پره‌های متحرک ردیف آخر نیز می‌شود.

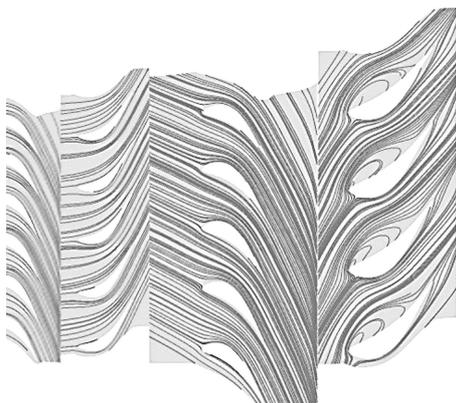
۳.۳. بررسی کیفیت بخار از ابتدا تا انتهای ناحیه‌ی کم فشار توربین

در دو بخش قبلی مشاهده شد که با افزایش فشار کندانسور کار تولیدی و راندمان توربین بخار، به خصوص در مرحله‌ی آخر کاهش می‌یابد. همچنین نشان داده شده که کار تولیدی و راندمان مستقیماً با آنتالپی هر مرحله از توربین در ارتباط است. با توجه به این که آنتالپی سیال دوفازی با کیفیت بخار عبوری از این مراحل در ارتباط است به بررسی و تحلیل کار و راندمان به دست آمده می‌پردازیم. در شکل ۸ نمودار جدول ۸. نسبت کار تولیدی در مرحله‌ی آخر به کل ناحیه‌ی کم فشار توربین بخار.

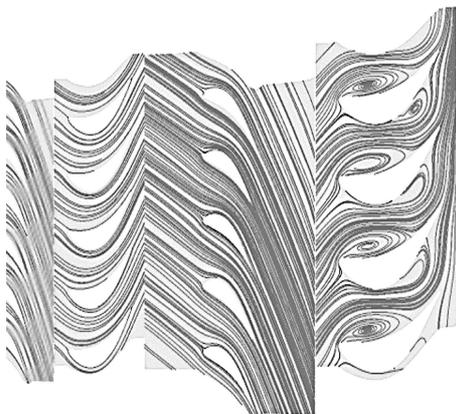
نسبت کار تولیدی (درصد)	فشار خروجی توربین بخار (بار)
۲۵/۵	۰/۱۳۶۹ (طراحی)
۹/۴۵	۰/۳
۴/۹۸	۰/۳۷
منفی	۰/۵



شکل ۱۰. پروفیل خطوط جریان در مقطع میانی ردیف‌های آخر برای فشار ۰/۱۳ بار.



شکل ۱۱. پروفیل خطوط جریان در مقطع ۰/۰۵ ردیف‌های آخر برای فشار ۰/۰۵ بار.



شکل ۱۲. پروفیل خطوط جریان در مقطع ۰/۰۲ ردیف‌های آخر برای فشار ۰/۰۵ بار.

چنان که مشاهده می‌شود پروفیل خطوط جریان در شکل‌های نشان داده شده بر مبنای سرعت نسبی بوده و شکست پروفیل‌های سرعت در فضای بین پره‌های ثابت و متحرک نیز مربوط به همین امر است. افزون بر این، در بررسی‌های صورت گرفته برای سایر مقاطع از هاب تا شروود (شکل ۹) مشخص شد که در فشار ۰/۱۳ بار هیچ‌گونه گردابه‌ایی در مجاورت پره‌ها پدید نیامده است و چون خطوط جریان در ناحیه‌ی رویین کم‌فشار پره‌ها 30° به هم نزدیک‌تر است، لذا فشار آن در مقایسه با ناحیه‌ی زیرین پرفشار پره 31° (قوس داخلی) کم‌تر است و در نتیجه نیروی وارده بر پره در راستای جریان است.

در این مقطع و سایر مقاطع دیگر، هیچ‌گونه گردابه‌یی به وجود نیامده است. در نتیجه چنان که در جداول ۷ و ۸ نیز نشان داده شد، راندمان تک‌مرحله و کل توربین و نسبت کار تولیدی در این وضعیت بالا بوده و توربین با بیشینه توان خود (در بازه فشار خروجی ۰/۱۳ تا ۰/۰۵ بار) مشغول به کار است. در شکل ۱۰ پروفیل خطوط جریان برای مقطع میانی پره‌ها نشان داده شده است. لازم به ذکر است که برای وضوح بهتر، در دو شکل ۹ و ۱۰، همانند سایر شکل‌ها، تنها خطوط جریان برای دو مرحله‌ی آخر توربین بخار نشان داده شده است.

چنان که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، علاوه بر آنچه که در بررسی سایر مقاطع پره‌ها حاصل شد، در این فشار نیز هیچ‌گونه گردابه و ناحیه‌ی کم‌فشار موضعی دیده نمی‌شود و توربین همچنان با ایمنی در حال کار است. البته کاهش تدریجی نسبت کار تولیدی در مرحله‌ی آخر در مقایسه با حالت قبل، ناشی از افزایش شیب خطوط جریان نسبی در پره‌ی متحرک مرحله‌ی آخر است که به‌خوبی در مقایسه‌ی دو شکل ۹ و ۱۰ قابل مشاهده است.

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نیز پروفیل خطوط جریان در مقاطع ۰/۰۵ و ۰/۰۲ از پره‌ها برای فشار خروجی ۰/۰۵ بار به ترتیب نشان داده شده است. در شکل ۱۱ به وضوح گردابه‌هایی در قوس داخلی و نیز گردابه‌هایی در دو طرف پره‌ی متحرک ردیف آخر دیده می‌شود که نواحی کم‌فشاری را در اطراف پره ایجاد کرده‌اند. به این ترتیب می‌توان گفت پره‌ی متحرک مرحله‌ی آخر دچار واماندگی شده و در وضعیت غیرطبیعی قرار دارد. این امر ناشی از افزایش فشار و کاهش سرعت عبوری از میان پره‌هاست که مستقیماً بر زاویه‌ی حمله‌ی پره متحرک ردیف آخر تأثیرگذار است.

از مقایسه‌ی شکل‌های ۹ الی ۱۱ و با بررسی شیب خطوط جریان به‌خوبی افزایش زاویه‌ی حمله مشاهده می‌شود. با وقوع پدیده‌ی واماندگی، کار تولیدی از مرحله‌ی آخر صفر، و حتی منفی می‌شود و در نتیجه راندمان کلی توربین بخار به شدت کاهش می‌یابد. در این وضعیت با توجه به منفی شدن کار تولیدی مرحله‌ی آخر، راندمان تک‌مرحله‌یی در این وضعیت نیز عملاً بی‌معنا می‌شود (جدول ۷). در این فشار با توجه به وقوع پدیده‌ی واماندگی در مرحله‌ی آخر، برای جلوگیری از خسارت‌های احتمالی، توربین تریپ و از مدار خارج می‌شود.

۵.۳. بررسی توزیع فشار بر روی پره ردیف آخر

در شکل ۱۳ توزیع فشار در مقطع میانی پره متحرک ردیف آخر (ردیف ۳۱) در فشار خروجی طراحی توربین بخار (۰/۱۳۶۹ بار) نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، توزیع فشار در حالت کاری طراحی شده‌ی توربین بخار، به‌طور طبیعی است و فشار در ناحیه‌ی زیرین پرفشار پره بیشتر از ناحیه‌ی رویین کم‌فشار آن است. بنابر این، چنان که پیشتر نیز اشاره شد، کار تولیدی از این مرحله مثبت و راندمان توربین بالاست. توزیع فشار برای فشار خروجی ۰/۰۳ بار نیز به اندکی تغییر همانند شکل فوق است (شکل ۱۴).

غیر از بررسی پروفیل خطوط جریان در فشارهای مختلف خروجی توربین، می‌توان نحوه‌ی توزیع فشار روی پره متحرک ردیف آخر را نیز بررسی کرد و با توجه به تغییرات آن، شرایط کارکرد عادی و نرمال توربین و شرایط کاری غیر طراحی را مقایسه کرد. از آنجا که با افزایش فشار، رشد پدیده‌های مخرب از انتهای توربین به سمت ابتدای آن است، در این بخش تنها پروفیل فشار حول پره متحرک ردیف آخر بررسی شده است.

ردیف آخر در بسیاری از نقاط به هم نزدیک است و در برخی نقاط فشار ناحیه‌ی زیرین پرفشار پره از ناحیه‌ی کم فشار آن کم تر است. این امر نشان‌گر آن است که در این مرحله دیگر کار مثبتی تولید نمی‌شود و واماندگی حاصل شده است. البته ایجاد پدیده‌ی استال و کار منفی، علاوه بر اتلاف شدید انرژی و کاهش راندمان توربین بخار، می‌تواند آغازگر زنجیره‌ی از مشکلات -- نظیر ایجاد لرزش در پره‌ها و گسترش اغتشاشات و گردابه‌ها به سایر پره‌ها -- شود؛ لذا توربین در این زمان به سرعت از مدار خارج شده و اصطلاحاً تریپ می‌شود.

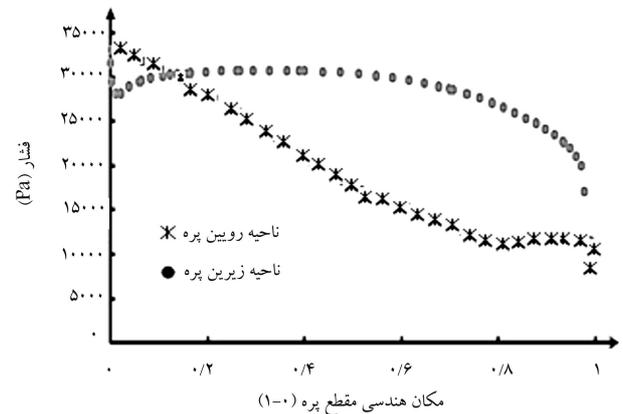
۴. نتیجه‌گیری

در این پژوهش کل بخش کم فشار توربین بخار ۱۶۰ مگاواتی شرکت مهندسی و ساخت توربین مینا (توگا) شبیه‌سازی عددی شده، و برای فشارهای مختلف خروجی توربین که همان فشار کندانسور است حل شده است تا از این طریق بتوان به درک صحیحی از تغییرات راندمان و کار تولیدی دست یافت و عوامل مؤثر در این تغییرات را نیز شناسایی کرد. در بخش اعتبارسنجی نشان داده شد که شبیه‌سازی صورت گرفته در این پژوهش از دقت بالا و قابل قبولی برخوردار است. همچنین مقایسه‌ی نتایج شبیه‌سازی انجام شده در این پژوهش که براساس شبیه‌سازی یک قطاع مشترک از پره‌های هر ردیف (با زاویه‌ی ۳۰ درجه) صورت پذیرفته، با نتایج شبیه‌سازی عددی که تنها یک پره در هر ردیف مدل شود، نشان داد که دقت این شبیه‌سازی به خصوص برای پارامترهای فشار و دبی بسیار دقیق‌تر از شبیه‌سازی با یک پره در هر ردیف است.

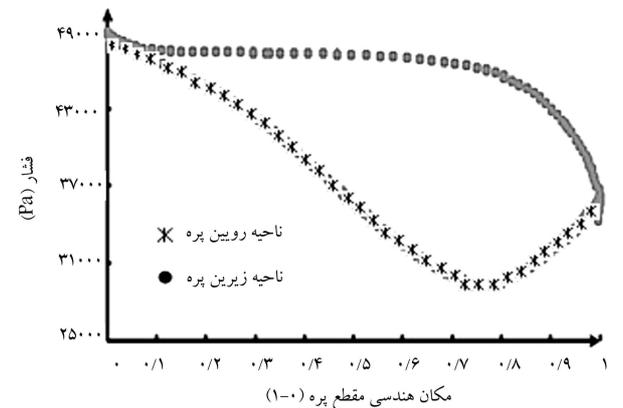
از دیگر مزایای این پژوهش نحوه‌ی تولید شبکه‌ی مناسب برای ۱۴ ردیف پره شبیه‌سازی شده توسط نرم‌افزار ANSYS-TurboGrid است که در مقایسه با سایر روش‌های تولید شبکه با این نرم‌افزار یا سایر نرم‌افزارهای تولید شبکه، بسیار سریع‌تر و با بیشترین دقت است و می‌توان تمام فضای حل را به صورت منظم و با المان‌های شش‌ضلعی شبکه‌بندی کرد.

هدف از این شبیه‌سازی بررسی پدیده‌های بخش کم فشار توربین بخار در شرایط طراحی و فشارهای خروجی بیشتر از این مقدار است. به‌علاوه راندمان و کار تولیدی به دست آمده در هر فشار نیز با یکدیگر مقایسه شده است. لذا در این پژوهش نحوه‌ی محاسبه‌ی راندمان کلی و تک‌مرحله‌ی توربین بخار تشریح، و نشان داده شد که در شرایط معین، راندمان کل از راندمان تک‌تک مراحل برای پره‌های عکس‌العملی بیشتر است. به‌علاوه در این پژوهش نحوه‌ی محاسبه‌ی کار تولیدی و نسبت کار تولیدی مرحله آخر به کل ناحیه‌ی کم فشار توربین نیز تشریح شده است.

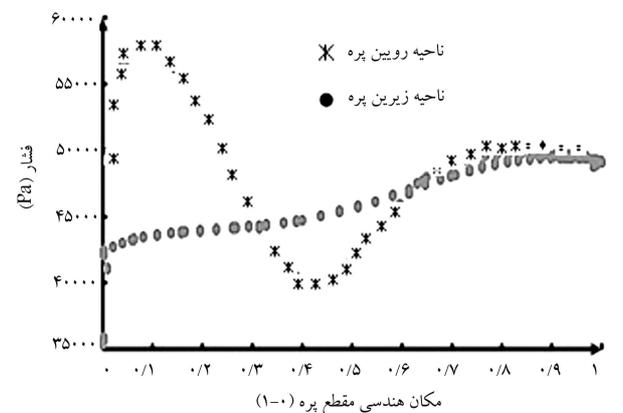
در این نوشتار نشان داده شد که در شرایط عادی کارکرد توربین بخار، در حدود یک‌چهارم کار تولیدی ناحیه‌ی کم فشار، در مرحله‌ی آخر توربین بخار تولید می‌شود و راندمان کل و مرحله‌ی آخر توربین بیش از ۹۰ درصد و در شرایط قابل قبولی قرار دارد. به‌علاوه در این پژوهش نشان داده شد که با افزایش فشار خروجی توربین، سرعت نسبی سیال عبوری کاهش می‌یابد و زاویه‌ی حمله در پره متحرک مرحله‌ی آخر افزایش می‌یابد. در نتیجه از راندمان کلی و کار تولیدی توربین بخار کاسته می‌شود تا این که در فشار خروجی برابر با ۰/۷۵ بار، کار تولیدی مرحله‌ی آخر با توجه به وقوع پدیده‌ی واماندگی منفی می‌شود و راندمان توربین به شدت کاهش می‌یابد. به‌علاوه برای درک علت کاهش راندمان رخ داده، پروفیل فشار روی مقطع میانی پره متحرک ردیف آخر توربین در فشارهای مختلف فشار خروجی بررسی شد.



شکل ۱۳. توزیع فشار در مقطع میانی پره ردیف آخر برای فشار خروج ۰/۱۳۶۹ بار.



شکل ۱۴. توزیع فشار در مقطع میانی پره ردیف آخر برای فشار خروجی ۰/۳ بار.



شکل ۱۵. توزیع فشار در مقطع میانی پره ردیف آخر برای فشار ۰/۷۵ بار.

پروفیل فشار روی پره متحرک مرحله آخر در فشار خروجی ۰/۳ بار نیز همانند شکل ۱۳ (مربوط به فشار خروجی ۰/۱۳ بار) است و لذا کار تولیدی از این مرحله همچنان مثبت است، اما از آنجا که فاصله‌ی فشار روی پره در این فشار (شکل‌های ۱۳ و ۱۴) کم‌تر از فشار ۰/۱۳ بار است، نسبت کار تولیدی و بازده مرحله‌ی آخر کاهش یافته است.

در ادامه، در شکل ۱۵ توزیع فشار در مقطع میانی پره متحرک ردیف آخر به ترتیب برای فشار ۰/۷۵ بار نشان داده شده است.

چنان که مشاهده می‌شود، در فشار خروجی ۰/۷۵ بار، فشار در جلو و پشت پره

همچنین پروفیل‌های فشار در شرایط طراحی و غیر طراحی (افزایش فشار خروجی) با یکدیگر مقایسه شد و تأثیر آن بر راندمان و کار تولیدی مرحله آخر مشاهده شد. به علاوه تغییرات شدید این پروفیل در فشار خروجی ۰/۵ بار و شرایط واماندگی در شکل ۱۵ نشان داده شد تا بتوان به درک درستی از چرایی تولید کار منفی در این فشار دست یافت.

اهمیت این شبیه‌سازی زمانی بیشتر آشکار می‌شود که بدانیم افزایش فشار خروجی و ایجاد گردابه‌ها روی سطوح پره‌ها، هم باعث لرزش شدید پره‌ها تحت عنوان پدیده‌ی فلاتر می‌شود و هم تنش‌های شدیدی روی روتور توربین ایجاد می‌کند که آگاهی از زمان ایجاد آن برای توربین بسیار حیاتی و ضروری است. خوشبختانه در حال حاضر با رسیدن فشار خروجی توربین به ۰/۵ بار، توربین بخار به‌صورت ناگهانی متوقف می‌شود و اپراتور اجازه‌ی عملکرد توربین با بیش از این فشار را به توربین نمی‌دهد.

پژوهش‌های آتی

در آینده می‌توان با استفاده از شبیه‌سازی همین مسئله و حل ناپایای آن، شناخت عمیق‌تری از عملکرد توربین بخار و پدیده‌های مختلف آن به دست آورد و در نهایت فشار خروجی قابل اطمینان توربین بخار را تعیین کرد. البته این امر مستلزم در اختیار داشتن ابزار محاسباتی مناسب و صرف زمان زیاد برای همگرایی مطلوب حل است، ولی می‌توان با ساده‌سازی مسئله و استفاده از نتایج به دست آمده از همین پژوهش به‌عنوان شرایط اولیه‌ی مسئله‌ی ناپایا، تعداد مراحل کم‌تری از توربین بخار را مدل کرد تا بدین ترتیب هم نیاز به رایانه‌های پیشرفته‌تر کم‌تر شود و هم زمان حل کاهش یابد.

همچنین در پژوهش‌های بعدی می‌توان سایر پدیده‌هایی که در توربین بخار رخ می‌دهد، نظیر ایجاد قطرات مایع در بخار (کیفیت بخار) تغییرات دمایی و سایر پدیده‌های مرتبط را نیز بررسی کرد؛ امری که به‌طور معمول بررسی تجربی‌شان یا غیرممکن و یا بسیار هزینه‌بر است. به‌علاوه می‌توان زوایای پره‌های توربین را به‌خصوص در ردیف‌های انتهایی عوض کرد و اثر آن را بر زمان وقوع گردابه‌ها براساس فشار خروجی توربین بررسی کرد.

تقدیر و تشکر

لازم به ذکر است این پژوهش براساس قرارداد پژوهشی شماره‌ی RD-THM-۹۱-۱۶ بین دانشگاه تهران (دانشکده مکانیک) و شرکت مهندسی و ساخت توربین مینا (توگا) و با حمایت شرکت توگا صورت پذیرفته است. مراتب سپاس و تقدیر نسبت به این حمایت و نیز در اختیار قرار دادن اطلاعات مورد نیاز توربین بخار مورد بررسی برای چاپ اعلام می‌شود. همچنین از راهنمایی دوست گرانقدر جناب مهندس بهشتی امیری نیز تشکر می‌شود.

فهرست علائم

- p : فشار استاتیک (Pa)؛
 h : آنتالپی سکون (J/kg)؛
 s : آنتروپی (J/kg.s)؛
 m : دبی جرمی (kgs^{-1})؛
 T : دما (K)؛
 W : کار تولیدی (J)؛
 x : کیفیت بخار؛
 R : پره متحرک (R^{31}, R^{30})؛
 S : پره ثابت (S^{31}, S^{30}).

علائم یونانی

- ρ : چگالی (kgm^{-3})؛
 η : راندمان (درصد).

زیرنویس‌ها

- T_s : آیزنتروپیک کلی؛
 S_s : آیزنتروپیک یک مرحله‌یی؛
 S : آیزنتروپیک پره متحرک تنها.

پانویس‌ها

1. stall
2. trailing side
3. Windage
4. vortex flow field
5. Turbulence model
6. realizable
7. Spalart-Allmaras
8. Biswas
9. Fukuyama
10. fully implicit
11. time marching
12. stage

13. region
14. stream line
15. steady state
16. interface
17. CFD
18. implicit finite-volume
19. algebraic multi-grid
20. high resolution
21. Kutta-Lundra
22. equilibrium
23. Hub
24. Shroud
25. twisted
26. periodic
27. Trip

28. Mollier chart
29. reaction blade
30. suction side
31. pressure side

(References) منابع

1. McCloskey, T.H., Dooley, R.B. and McNaughton, W.P., *Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice Volume 1: Turbine Fundamentals*, EPRI, 218 pp. (1999).
2. Sisto, F. "Stall flutter in cascades", *Journal of Aeronautical Sciences*, **9**, pp. 598-604 (September 1953).
3. Sigg, R., Heinz C., Casey, M.V. and Sürken, N. "Numerical and experimental investigation of a low-pressure steam turbine during windage", *Journal of Power and Energy*, **223**, pp. 697-708 (2009).
4. Lagun, V.P., Simoyu, L.L., Frumin, Y.Z., Povolotskii, L.V. and Sukharev, F.M. "Distinguishing features of the operation of LPC last stages at low load and under no-load conditions", *Teploenergetika*, **18**(2), pp. 21-24 (1971).
5. Gerschütz, W., Casey, M. and Truckenmüller, F. "Experimental investigations of rotating flow instabilities in the last stage of a low-pressure model steam turbine during windage", *Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy*, **219**(A6), pp. 499-510 (2005).
6. Lampart, P. and Puzyrewski R. "On the importance of adaptive control in extraction/condensing turbines", *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006*, Barcelona (2006).
7. Herzog, N., Binner, M. and Seume, J.R. "Verification of low-flow conditions in a multi stage turbine", *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007*, pp. GT2007-273 (2007).
8. Herzog, N., Gündogdu, Y., Kanh, G., Seume, J.R. and Rothe, K. "Part load operation of a four stage turbine", *In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005*, pp. GT2005-68700 (2005).
9. Piroozi, H.B.A.A. and Kermani, M.J. "Investigation the influence of back pressure on the steam turbine loading and condensation", *Rotating Equipment in Oil & Power Industries*, Tehran (2012). (In Persian)
10. Teymourtash, A., Mahpeykar, M., Lakzian, A. "An investigation of condensing steam flow within a turbine cascade using the baldwin-lomax turbulence model", *Sharif Journal of Mechanical Engineering*, Article, Tehran, **3-27**(2), pp.25-37 (In Persian) (2011).
11. Starzmann, M.V.C.J. and Mayer, J.F. "Unsteady numerical study of wet steam flow in a low pressure steam turbine", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, pp. 437-450 (2012).
12. Stanciu, M., Marcelet, M. and Dorey, J.-M. "Numerical investigation of condenser pressure effect on last stage operation of low pressure wet steam turbines", *Conference Sponsors: International Gas Turbine Institute, ASME*, 11. p. (2013).
13. Chenchu Deepa, A. and Jayachandraish, B. "CFD analysis for estimation of efficiency of low pressure steam turbine", *International Journal of Recent Technology and Engineering*, **1**(3), pp. 71-78 (2012).
14. Ebrahimi, M. and Roozbahami, M.H. "Comparative investigation in a turbine blade passage flows with several different turbulence models", *Majlesi Journal of Mechanical Engineering*, **4**(4), pp. 39-45 (2011).
15. Gehrler, A. and Jericha, H. "External heat transfer predictions in a highly-loaded transonic linear turbine guide vane cascade using an upwind biased navier-stokes solver", *J. Turbomach, ASME*, **121**(3), pp. 525-531 (1999).
16. Bakhtar, F. and Shojaei-Fard, M.H. "An investigation of turbine blading effect flow of overall pressure ratios", *In Proceedings and Multiphase Flow Forum (Ed. D. Furuya)*, *FED*, **153**, pp. 205-208 (1993).
17. Bakhtae, F., Webb, R.A. Shojaei-Fard, M. H. "An investigation of nucleating flows of steam in cascade of blading-effect of overall pressure ratios", *In Proceedings of Cavitation and Multiphase Flow Forum (Ed. O.Foruya)*, *ASME Fluids*, **153**, pp. 205-208 (1993).
18. ANSYS CFX-Solver Theory Guid, ANSYS, Inc. (November 2011).
19. El Wakil, M.M., *Power Plant Technology*, McGRAW-HILL International Edition (1984)