

طراحی و بهینه‌سازی توربین انبساطی شعاعی جهت تولید توان الکتریکی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهری

حامد شیخلر
امیر نجات*

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، Sheikhlar.h@ut.ac.ir
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، Nejat@ut.ac.ir

چکیده

کاهش فشار در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهری به طور معمول توسط شیرهای اختناقی صورت می‌پذیرد. با استفاده از تجهیز توربین انبساطی به منظور کاهش فشار می‌توان علاوه بر کاهش فشار، طی یک فرایند نزدیک به فرایند بازگشت‌پذیر، انرژی الکتریکی نیز تولید نمود. با انتخاب نقطه‌ای طراحی برای یک ایستگاه تقلیل فشار، طراحی و آنالیز توربین انبساطی به کمک روش خط میانی در نرم‌افزار Matlab توسعه یافته‌است. سپس اثرگذاری ۷ پارامتر طراحی بر توان تولیدی در طول یکسال با استفاده از آنالیز حساسیت سوپول انجام شده‌است. با بهینه‌سازی متغیرهای طراحی با استفاده از الگوریتم ژنتیک، توان تولیدی توربین انبساطی در طول یکسال حدود ۲۵ مگاوات ساعت و بازدهی توربین انبساطی در نقطه‌ای طراحی نیز ۱/۲ درصد افزایش داشته‌است. سپس با ایجاد هندسه‌ی روتور، نازل‌ها و حلزونی، به حل جریان درون توربین انبساطی مذکور به کمک دینامیک سیالات محاسباتی پرداخته شده و با نتایج حاصل از طراحی به کمک خط میانی مورد قیاس قرار گرفته‌است. روند انجام شده در این پژوهش می‌تواند روندی یکپارچه جهت طراحی توربین انبساطی بهینه برای هر ایستگاه تقلیل فشار را فراهم نماید.

واژه‌های کلیدی: توربین انبساطی، طراحی، بهینه‌سازی، آنالیز حساسیت، دینامیک سیالات محاسباتی، ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری.

Design and Optimization of a Radial Turboexpander to Generate Electricity in City Pressure Reduction Gas Stations

H. Sheikhlar
A. Nejat

Department of Mechanical Engineering, University Tehran, Tehran, Iran
Department of Mechanical Engineering, University Tehran, Tehran, Iran

Abstract

Pressure reduction in city gas stations is achieved typically using throttle valves. However, by employing a turboexpander, electrical energy can also be generated through a near-isentropic process. By selecting a design point for a present city gas station, a turboexpander was designed and analyzed using the meanline method in MATLAB. The impact of 7 design parameters on the annual power was then evaluated using Sobol sensitivity analysis. Optimization using a genetic algorithm resulted in a 25 MWh increase in annual power generation and a 1.2% design point efficiency. Subsequently, the rotor, nozzle, and volute geometries were created, and the flow within the turboexpander was solved using CFD and compared with the results obtained from meanline design. The Procedure carried out in this research can provide an integrated approach for designing an optimal Turboexpander for any city gas station.

Keyword: Turboexpander, Meanline, Design, Optimize, sensitivity analysis, CFD.

۱- مقدمه

گاز طبیعی پس از استخراج و فشار افزایشی، از طریق خطوط پرفشار ۵۰ تا ۷۰ بار به محل مصرف انتقال داده می‌شود. این در حالیست که مصرف‌کننده گاز طبیعی همچون نیروگاه‌ها، صنایع و شهرها، قادر به استفاده‌ی گاز پرفشار نبوده و فشار گاز پیش از محل مصرف در ایستگاه‌های تقلیل کاهش می‌یابد. فرایند مذکور به طور معمول توسط شیرهای اختناقی که به شیرهای ژول تامسون نیز معروف می‌باشند صورت می‌پذیرد. فرایند صورت گرفته در این شیرها، یک فرایند انتالپی ثابت بوده و فشار گاز بر اثر تلفات کاهش می‌یابد. این در حالیست که با جایگزینی یک توربین انبساطی، می‌توان فرایند انبساط را نزدیک به یک فرایند برگشت‌پذیر طی نمود. این امر منجر به تولید توان در عین فراهم نمودن کاهش فشار درون توربین انبساطی می‌گردد. امکان‌سنجی نصب توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار توسط پژوهشگران متعددی به کمک مدل‌های صفربعدی و یکبعدی مورد بررسی قرار

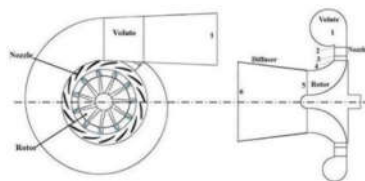
گرفته‌است. هاوارد و همکاران در سال ۲۰۱۳ به شبیه‌سازی یک سیستم ترکیبی توربین انبساطی و سلول سوختی جهت کاهش فشار در یک شهر کوچک کانادایی پرداخته‌اند [۱]. امکان‌سنجی استخراج انرژی از ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری سازی‌اکند توسط ذبیحی و تقی‌زاده در سال ۲۰۱۶ با مدل ترمودینامیکی مورد بررسی قرار گرفته- است [۲]. به کارگیری سیستم‌های تولید همزمان برق و گرما به همراه توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز نیز منجر به افزایش تولید توان الکتریکی از این ایستگاه‌ها گشته‌است [۳] [۴]. دانشمند با بررسی موردی یکی از ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز و شبیه‌سازی آن هدررفت انرژی فشاری این ایستگاه را ۸۰ گیگاوات ساعت بر شمرده‌است و با در نظر گرفتن مدل‌های مختلف توربین انبساطی به آنالیز اقتصادی این تجهیز پرداخته‌است [۵]. سریزدی و همکاران با به کارگیری مدل طراحی جزئیات یک ایستگاه تقلیل همچون مدل طراحی توربین شعاعی به کمک روش خط میانی، مدل ریاضی مبادله‌کن گرمایی و گرم‌کن به امکان‌سنجی نصب توربین انبساطی از

جهات اقتصادی و آنالیز انرژی پرداخته‌اند [۶]. بهشتی و همکاران در پژوهشی استفاده از سیستم هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و توربین انبساطی را برای ایستگاه‌های تولید فشار گاز مورد بررسی قرار داده‌اند [۷]. از طرفی قدم اول برای طراحی توربین انبساطی شعاعی طراحی یک‌بعدی می‌باشد. و نتورا یک رویکرد یک‌بعدی برای طراحی توربین جریان شعاعی ارائه داد که در یک چرخه‌ی تکراری و با استفاده از روابط تجربی برای تلفات می‌توان به هندسی نهایی دست پیدا کرد [۸]. رهبر و همکاران با استفاده از فرمولاسیون گاز واقعی، یک توربین شعاعی برای یک چرخه رانکین ارگانیکی طراحی نمودند. در این رویکرد ابتدا متغیرهای طراحی که تاثیر شگرفی بر بازدهی توربین دارند با استفاده از مطالعه‌ی پارامتری شناسایی شده و سپس از این متغیرها برای بهینه‌سازی عملکرد توربین با استفاده از الگوریتم ژنتیک مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در این پژوهش هشت سیال ارگانیکی برای بهینه‌سازی راندمان توربین شعاعی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند [۹]. دنگ و همکاران یک روش طراحی یکپارچه برای طراحی و بهینه‌سازی توربین‌های شعاعی معرفی نمودند. در بخش اول این روش که به طراحی یک‌بعدی اختصاص داده شده‌است، سه متغیر طراحی ضریب بارگذاری، ضریب جریان و سرعت دورانی برای بهبود عملکرد توربین انبساطی توسط الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته شده‌اند. پیش گرفتن این روند به ارتقای ۱ درصدی بازده کل به استاتیک توربین انبساطی شعاعی منجر گردیده‌است [۱۰]. کومار یک روش موثر برای طراحی یک توربین انبساطی شعاعی را با در نظر گرفتن مدل‌های تلفاتی متفاوت ارائه دادند. محدوده‌ی بهینه‌ی متغیرهای بی‌بعد مهم همانند سرعت پره، نسبت فشار، نسبت شعاع توپی و لفافه به شعاع ورودی توربین انبساطی توسط تکنیک‌های هوش مصنوعی برای عملکرد بهتر توربین انبساطی پیش‌بینی گردیده‌اند [۱۱]. این پژوهشگر در اثر دیگر خود به بررسی یک طراحی جدید به کمک خط میانی، آنالیز حساسیت و روش بهینه‌سازی بر پایه شبکه عصبی جهت توسعه‌ی سه توربین انبساطی برای چرخه کالینز اصلاح شده ارائه داده‌است [۱۲]. هیچ‌یک از پژوهش‌های پیشین نتایج حاصل از طراحی به کمک خط میانی را با نتایج حاصل از شبیه‌سازی کامل توربین انبساطی شامل تمامی اجزاء را به قیاس نگذاشته‌اند. از طرف دیگر در پژوهش‌های انجام شده، توربین در شرایط غیر طراحی با دور یکنواخت در نظر گرفته شده‌است، این در حالیست که در واقعیت دور توربین متاثر از شرایط غیر طراحی بوده و در ایام سال تغییر خواهد کرد. این پژوهش برای شبیه‌سازی این شرایط، از مدل دور متغیر استفاده خواهد کرد. از آنجا که شرایط ایستگاه‌های مختلف تولید فشار گاز با یکدیگر متفاوت هستند، این پژوهش به دنبال ارائه‌ی یک روش یکپارچه جهت طراحی بهینه‌ی توربین انبساطی مختص همان ایستگاه در کمترین زمان ممکن می‌باشد.

۲- روند طراحی

شکل ۱ طرحواره کلی یک توربین انبساطی شعاعی و گذرگاه‌های جریان عبوری را به نمایش گذاشته‌است. برای شروع فرآیند طراحی، طراح باید داده‌های ورودی شامل دما و فشار سکون ورودی به توربین انبساطی، نسبت فشار سکون ورودی به فشار استاتیک خروجی، دبی

جرمی، سیال کاری و معادله‌ی حالت آن و سرعت دورانی چرخ توربین انبساطی را مشخص سازد. علاوه بر موارد ذکر شده، می‌توان پارامترهای هندسی نظیر نسبت شعاع خروجی در توپی به شعاع ورودی چرخ را به عنوان ورودی در نظر گرفت.



شکل ۱- طرحواره کلی یک توربین انبساطی شعاعی [۱۳]

روند طراحی در این پژوهش بر اساس روشی که آنگیر ارائه داده است، صورت گرفته‌است [۱۴]. در این رویکرد پس از مشخص نمودن پارامتر بی‌بعد طراحی نسبت سرعت کل به استاتیک و سایر ورودی‌های ذکر شده، بازدهی توربین انبساطی حدس زده می‌شود. سپس روند طراحی چرخ، نازل و حلزونی، به ترتیب صورت گرفته و مشخصات هندسی توربین انبساطی شعاعی بدست می‌آید. سپس با استفاده از روابط تجربی، تلفات درون هریک از اجزاء ذکر شده محاسبه گشته و بازدهی توربین انبساطی توسط رابطه‌ی زیر برورسانی می‌شود.

$$\eta = \frac{\Delta H_{actual}}{\Delta H_{actual} + L_T} \quad (1)$$

این روند تا همگرایی بازدهی ادامه داشته تا مشخصات نهایی توربین انبساطی حاصل شود. سپس به ارزیابی طراحی صورت گرفته بر اساس شرایط متفاوت ارائه شده در مراجع مختلف پرداخته خواهد شد. در صورت برقراری تمامی شرایط ارائه شده، طراحی توربین انبساطی شعاعی به اتمام خواهد رسید. شکل ۲ روندنمای طراحی را به نمایش گذاشته‌است.

۲-۱- طراحی روتور (چرخ)

در پژوهش پیش‌رو برای طراحی روتور توربین شعاعی از پارامتر بی‌بعدی که بیانگر نسبت سرعت کل به استاتیک می‌باشد استفاده شده‌است. رابطه‌ی راندمان توربین با این پارامتر تقریباً مستقل از سرعت دورانی خواهد بود [۱۵].

$$\nu_{ts} = \frac{U_4}{C_{0s}} = \frac{U_4}{\sqrt{2\Delta H_{id}}} \quad (2)$$

با استفاده از سرعت فواره‌ای، سرعت پره‌ی توربین و شعاع ورودی بدست خواهد آمد. طراح معمولاً سعی می‌کند در نقطه‌ی طراحی، سرعت مماسی خروجی را صفر در نظر بگیرد. این عمل سبب می‌شود تا معادله‌ی اوپلر در توربوماشین به معادله‌ی ساده‌تری تقلیل پیدا کند که نتیجه‌ی آن محاسبه‌ی سرعت مماسی در ورودی خواهد بود.

$$C_{\theta 4} = \frac{U_4 \eta_{ts}}{2\nu_{ts}^2} \quad (3)$$

برای محاسبه زاویه‌ی مطلق جریان، آنگیر رابطه‌ی زیر را پیشنهاد داده‌است [۱۴].

$$\alpha_4 = 90 - (10.8 + 14.2 * n_s^2) \quad (4)$$

$$C_{m5} = C_{m4} * (1 + 5 \frac{b_4^2}{r_4^2}) \quad (11)$$

همانند روند محاسبه‌ی چگالی که پیشتر به آن پرداخته شد، چگالی در خروجی نیز محاسبه می‌شود. با این تفاوت که از آنجا که شرایط استاتیک در خروجی مشخص نمی‌باشد، چگالی استاتیک ابتدای امر برابر با چگالی سکون در نظر گرفته شده و سپس در یک روند تکراری، مقدار مذکور به همراه سرعت نصف‌النهاری تا ایجاد روند همگرایی روزرسانی خواهند شد. با داشتن دبی جرمی، سرعت مطلق و چگالی، می‌توانیم سطح عبوری جریان و شعاع لفاف در خروجی را محاسبه نماییم.

$$A_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 C_{m5}} \quad (12)$$

$$r_{s5} = \sqrt{\frac{A_5}{\pi} + r_{h5}^2} \quad (13)$$

با در اختیار داشتن شعاع‌ها در خروجی و سرعت دورانی، می‌توانیم مثلث سرعت پره را در خروجی محاسبه نماییم. آنکیر رابطه‌ی زیر را برای محاسبه‌ی ضخامت پره در خروجی ارائه داده‌است [۱۴].

$$t_{TE} = 0.02 * r_4 \quad (14)$$

گلس‌من در سال ۱۹۷۶ رابطه‌ی تجربی زیر را برای محاسبه‌ی تعداد پره‌های روتور ارائه داده‌است [۱۷].

$$N_R = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_4) \tan \alpha_4 \quad (15)$$

طول محوری روتور نیز بر اساس رابطه‌ای که آنکیر ارائه داده‌است به شکل زیر بدست می‌آید [۱۴].

$$L_R = 1.5(r_{s5} - r_{h5}) \quad (16)$$

۲-۲- طراحی نازل

از آنجایی که حلزونی، چرخش لازم برای جریان را فراهم می‌کند، کاربرد نازل تنها برای حذف کردن هرگونه عدم یکنواختی و همچنین سرعت دادن به جریان خواهد بود [۱۶]. از طرفی چون در نقطه‌ی طراحی، جریان در لبه‌ی فرار پره مافوق صوت نخواهد بود، زاویه‌ی پره‌ی نازل برابر با زاویه‌ی مطلق جریان در ورودی چرخ در نظر گرفته شده‌است. ارتفاع پره‌های نازل نیز برابر با ارتفاع پره‌های چرخ در نظر گرفته می‌شود. همچنین فاصله‌ی بین شعاع ورودی چرخ و نازل از رابطه‌ی زیر بدست خواهد آمد [۱۸].

$$\Delta r = 2 * b_4 * \cos \alpha_4 \quad (17)$$

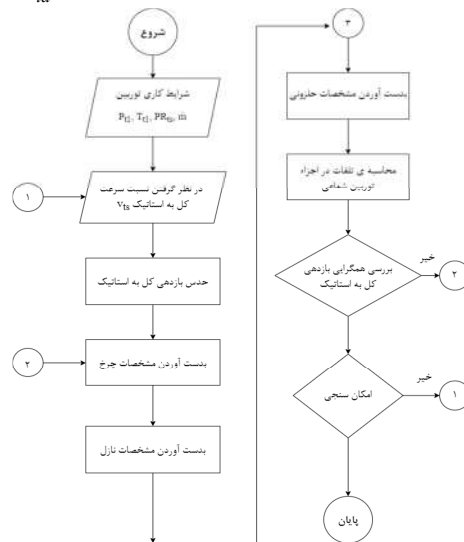
سرعت مماسی در خروجی نازل را می‌توان از رابطه‌ی (۱۸) محاسبه نمود.

$$C_{\theta 3} = C_{\theta 4} * \frac{r_4}{r_3} \quad (18)$$

شعاع ورودی نازل نیز بر اساس پارامتر هندسی ورودی که نسبت شعاع ورودی به خروجی نازل را مشخص می‌سازد بدست می‌آید. در ابتدا سرعت نصف‌النهاری در ورودی نازل به شکل زیر حدس زده می‌شود تا در طی یک روند تکراری و حل معادلات بقایی و تکانه‌ی زاویه‌ای بین نازل و حلزونی روزرسانی شوند.

$$C_{m2} = C_{m3} * \frac{r_3}{r_2} \quad (19)$$

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{Q_5}}{\Delta H_{id}^{0.75}} \quad (5)$$



شکل ۲- روندنمای طراحی به کمک خط میانی جریان

با داشتن زاویه‌ی مطلق جریان و سرعت مماس در ورودی، می‌توان سرعت نصف‌النهاری را محاسبه نمود. همچنین با استفاده از مثلث سرعت، می‌توان مولفه‌های سرعت را در ورودی محاسبه نمود.

$$\beta_4 = \tan^{-1} \frac{W_{\theta 4}}{W_{m4}} \quad (6)$$

انتالپی استاتیک در این گذرگاه نیز مطابق رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود.

$$h_4 = H_{04} - \frac{1}{2} C_4^2 \quad (7)$$

از آنجا که جریان در عبور از حلزونی و نازل، آدیاباتیک در نظر گرفته شده و کاری در این دو جزء توربین انبساطی صورت نمی‌گیرد، انتالپی سکون در ورودی برابر با انتالپی سکون خروجی خواهد بود. فشار سکون ورودی نیز از رابطه‌ی (۸) بدست می‌آید [۱۴].

$$P_{04} = P_{01} - \rho_{01} \Delta H_{id} * \frac{1 - \eta_{ts}}{4} \quad (8)$$

با داشتن فشار و انتالپی سکون در ورودی، می‌توان به انتروپی ورودی دست یافت. با در نظر گرفتن فرایند آیزنتروپیک و داشتن انتالپی استاتیک در این گذرگاه، چگالی استاتیک در ورودی توربین قابل محاسبه‌است. پهنای ورودی مطابق رابطه‌ی (۹) بدست می‌آید.

$$b_4 = \frac{\dot{m}}{2\pi r_4 \rho_4 C_{m4}} \quad (9)$$

آنکیر برای محاسبه‌ی ضخامت پره در ورودی نیز رابطه‌ی زیر را پیشنهاد داده‌است [۱۴].

$$t_{LE} = 0.04 r_4 \quad (10)$$

شعاع توپی با استفاده از پارامتر هندسی ورودی که نسبت این پارامتر به شعاع ورودی می‌باشد، قابل محاسبه‌است. مقدار این نسبت را بین برابر ۰/۳ و آنکیر ۰/۱۸۵ پیشنهاد داده‌اند [۹] [۸].

همچنین آنکیر رابطه‌ی زیر را برای محاسبه‌ی سرعت نصف‌النهاری در خروجی پیشنهاد داده‌است [۱۴].

۳-۲- طراحی حلزونی

در پژوهش پیش رو از حلزونی‌های خارجی به علت فراهم نمودن سرعت مماسی بیشتر با تغییر شعاع برای سرعت ورودی یکسان، استفاده شده است [۱۶]. اطلاعات و مشخصات حلزونی و جریان درون آن با استفاده از معادلات تکانه‌ی زاویه‌ای، بقای جرم و به کارگیری روند تکراری قابل حصول است. پس از حاصل شدن اطلاعات حلزونی، ابعاد کلی توربین انبساطی بدست خواهند آمد. سرعت در ورودی حلزونی به شکل زیر با در نظر گرفتن بقای تکانه‌ی زاویه‌ای حاصل می‌شود.

$$C_1 = C_{\theta 2} \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad (20)$$

شعاع r_1 در حدس اولیه برابر با شعاع r_2 در نظر گرفته می‌شود. می‌توان سطح مقطع ورودی را به شکل زیر محاسبه نمود.

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{C_1 \rho_1} \quad (21)$$

$$A_1 = \left(\frac{3}{4}\pi + 1\right)AB \quad (22)$$

که در آن A و B شعاع‌های بیضی سطح مقطع می‌باشند. و از طرفی :

$$r_1 = r_2 + B \quad (23)$$

با بدست آمدن شعاع r_1 جدید روند فوق تا برقراری همگرایی این پارامتر و بدست آمدن مشخصات حلزونی ادامه خواهد داشت. نهایتاً طول محوری بیشینه و شعاع بیشینه‌ی توربین انبساطی که نشان‌دهنده ابعاد توربوماشین طراحی شده می‌باشند از روابط (۲۴) و (۲۵) بدست می‌آیند.

$$r_{max} = r_1 + B \quad (24)$$

$$Z_{max} = Z_{rotor} - b_3 - 2A \quad (25)$$

۴-۲- بررسی عملکرد توربین انبساطی در شرایط غیر

طراحی

در شرایط غیر طراحی دبی جرمی و نسبت فشار توربین انبساطی مشخص بوده و طی روند حل، دوری که این شرایط بر توربین محتمل می‌شود، مشخص می‌گردد. با داشتن شرایط خارج از نقطه‌ی طراحی، هندسه‌ی توربین انبساطی، دبی جرمی و نسبت فشار و دو پارامتر ضریب جریان و ضریب بارگذاری در نقطه‌ی طراحی می‌توانیم به بررسی عملکرد توربین انبساطی بپردازیم. ضریب جریان ϕ و ضریب بارگذاری ψ به ترتیب به شکل زیر تعریف می‌گردند.

$$\phi = C_{m5} / U_4 \quad (26)$$

$$\psi = \Delta H_{id} / U_4^2 \quad (27)$$

ابتدا سرعت مطلق مماسی در خروجی برابر صفر در نظر گرفته شده و بازدهی کل به استاتیک حدس زده می‌شود. پس از محاسبه‌ی شرایط ترمودینامیکی در ورود به محاسبه‌ی سرعت نصف‌النهاری مطلق در ورودی به شکل زیر می‌پردازیم. رابطه‌ی (۲۸) برای محاسبه‌ی ضریب جریان در شرایط خارج از طراحی تعریف گشته است [۶].

$$\phi^{off} = \frac{\omega^{Des} \cdot \dot{m}^{off} \cdot \rho_1^{Des}}{\omega^{off} \cdot \dot{m}^{Des} \cdot \rho_1^{off}} \cdot \phi^{Des} \quad (28)$$

از طرفی می‌توان طبق رابطه‌ی (۲۹) سرعت مطلق نصف‌النهاری در ورودی را محاسبه نمود [۶].

$$C_{m4}^{off} = \frac{\phi^{off} \cdot U_4^{off}}{(1 + 5 \cdot (b_4 / r_4)^2)} \quad (29)$$

با داشتن سرعت نصف‌النهاری در ورودی روتور، دبی جرمی و مشخصات هندسی می‌توانیم چگالی جریان در ورودی روتور را محاسبه نماییم. با داشتن چگالی و انتروپی، انتالپی استاتیک محاسبه گشته و می‌توانیم با محاسبه‌ی اختلاف انتالپی سکون و استاتیک به سرعت مطلق جریان در ورودی دست پیدا کنیم. با بدست آمدن سرعت مطلق در ورودی، زاویه‌ی جریان مطلق و سرعت مطلق مماسی در این گذرگاه محاسبه می‌شوند. اینبار با استفاده از روابط فوق، رابطه‌ی (۳۰) را بازنویسی نموده و سرعت دورانی را به عنوان حدس اولیه محاسبه می‌کنیم.

$$\omega = \Delta H_{id} \cdot \eta_{ts} / (r_4 \cdot (C_{\theta 4} - \frac{r_5}{r_4} \cdot C_{\theta 5})) \quad (30)$$

با حدس اولیه‌ی برابر بودن چگالی استاتیکی با چگالی سکون در خروجی، تا انجام روند همگرایی چگالی و سرعت نصف‌النهاری همچون قبل عمل می‌نماییم. پس از محاسبه‌ی مشخصات ترمودینامیکی و سرعت‌ها در روتور، نازل و حلزونی، تلفات توربین انبساطی توسط روابط ارائه شده در پیوست محاسبه خواهند شد. سپس بازدهی کل به استاتیک بروزرسانی شده و روند مطرح شده تا انجام همگرایی بازدهی ادامه خواهد داشت.

۳- اعتبارسنجی

۳-۱- اعتبارسنجی طراحی به کمک خط میانی

در پژوهش پیش‌رو کد طراحی به کمک خط میانی جریان در شرایط طراحی و خارج از آن در نرم‌افزار متلب توسعه یافته و برای دستیابی دقیق‌تر به خواص ترمودینامیکی سیال، از پایگاه داده‌های نرم‌افزار رفپراپ (Refprop) استفاده شده است. جدول ۱ شرایط کاری دو پرونده‌ی مورد بررسی جهت اعتبار سنجی را به نمایش گذاشته است.

جدول ۱- شرایط کاری پرونده‌های اعتبارسنجی

شرایط طراحی/پرونده- های مورد بررسی	پرونده‌ی اول [۱۹] (وی ۲۰۱۴)	پرونده‌ی دوم [۲۰] (جونز ۱۹۹۶)
فشار کل ورودی (Pa)	۱۰۶۹۲۰۰۰	۵۸۰۴۰۰
دمای کل ورودی (K)	۹۴۳	۱۰۵۶/۵
سرعت دورانی (RPM)	۸۰۰۰	۱۰۶۵۸۸
دبی جرمی (kg/s)	۱/۸	۰/۳۳
نسبت فشار (TS)	۱/۳۸	۵/۷۳

مقایسه‌ی نتایج کد توسعه داده شده و نتایج حاصل از پژوهش پرونده‌ی اول در جدول ۲ قابل مشاهده است. همانطور که مشخص است، میزان انحراف داده‌های اعتبارسنجی کمتر از ۳ درصد است.

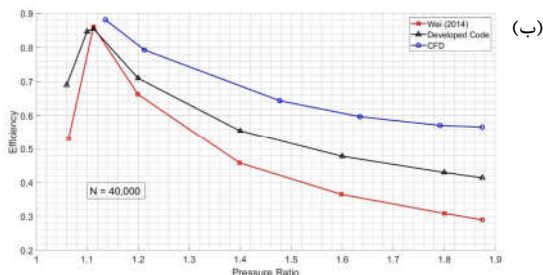
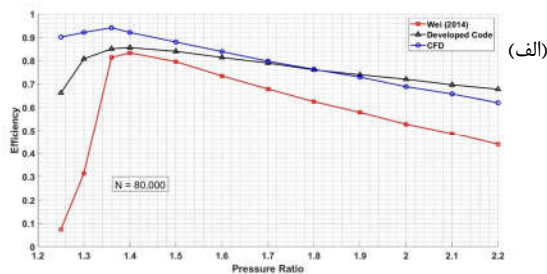
نتایج پرونده‌ی دوم نیز در جدول ۳ قابل مشاهده می‌باشد. پس از مقایسه‌ی نتایج بخش طراحی با کار سایر پژوهشگران، به بررسی و مقایسه‌ی نتایج حاصل از آنالیز یک توربین انبساطی در شرایط خارج از نقطه‌ی طراحی در دور ثابت پرداخته خواهد شد. بدین منظور از پژوهش مرجع [۱۹] استفاده شده است. این پژوهشگر، نتایج این بخش را به کمک ابزار دینامیک سیالات محاسباتی نیز بررسی نموده است.

جدول ۲- اعتبارسنجی پرونده‌ی اول

واحد	کد توسعه داده شده	مرجع [۱۹]	انحراف (%)
روتور			
شعاع ورودی	mm	۲۷/۲۸	۰/۰۷
زاویه‌ی مطلق جریان ورودی	Deg	۷۶/۲۲	۰/۰۴
ارتفاع پره در خروج	mm	۸/۹	۲/۲
شعاع خروجی در تویی	mm	۸/۱۸	۰
شعاع خروجی در لفاف	mm	۱۷/۱	۰/۵۸
درز نوک پره شعاعی	mm	۰/۴۵۲۷	۰
درز نوک پره محوری	mm	۰/۳	۰
تعداد پره‌ها	-	۱۴	۰
زاویه‌ی مطلق در خروج	Deg	۰	۰
زاویه‌ی نسبی جریان در خروج	Deg	-۶۱/۸۶	۱/۰۲
نازل			
شعاع ورودی	mm	۳۴/۹۷	۰/۰۹
شعاع خروجی	mm	۲۹/۱۴	۰/۲۱
ارتفاع پره	mm	۳/۹۱	۱/۰۱
زاویه‌ی مطلق خروجی	Deg	۷۶/۲۲	۰/۰۴
تعداد پره‌ها	-	۲۰	۰
پارامترهای عملکردی			
توان	KW	۸۶/۱۱	۲/۴۱
بازده	-	۸۴/۷	۲/۰۵

جدول ۳- اعتبارسنجی پرونده‌ی دوم

کد توسعه داده شده	چونز [۲۰]	سرپزدی [۶]	ونتورا [۸]
روتور			
شعاع ورودی	۵۸	۵۸/۲	۵۸/۷
زاویه‌ی مطلق ورودی	۷۴/۹	۷۶/۸	۷۵/۱
ضخامت پره در خروج	۲۴/۲۴	۲۱/۶	۲۳/۱
شعاع خروجی در تویی	۱۵/۳۹	۱۵/۲	۱۶/۱
شعاع خروجی در لفاف	۳۹/۶۳	۳۶/۸	۴۰/۵
نازل			
شعاع ورودی نازل	۷۲/۸۳	۷۴	۷۵/۴
شعاع خروجی نازل	۶۰/۶۹	۶۳/۵	۶۰/۶۹
پارامترهای عملکردی			
بازده	۸۶/۲۲	۸۶	۸۳
ضریب بارگذاری	۰/۲۴۴	-	۰/۲
ضریب جریان	۰/۸۷	-	۰/۸۵
سرعت مخصوص	۰/۵۵	-	-



شکل ۳- اعتبارسنجی نتایج در خارج از نقطه‌ی طراحی

(الف) دور ۸۰۰۰۰ (ب) دور ۴۰۰۰۰

جدول ۴- مطالعه‌ی استقلال از شبکه‌ی پرونده‌ی اعتبارسنجی

تعداد المان	η_{ts}	دبی جرمی	Y^+
۱	۶۰۲۵۱۱	۸۳/۴۶	۰/۰۸۹۲
۲	۹۱۳۰۷۲	۸۳/۶۸	۰/۰۸۸۷
۳	۱۱۴۲۶۰۵	۸۳/۷۷	۰/۰۸۸۶
۴	۱۴۳۳۳۴۹	۸۳/۸۳	۰/۰۸۸۶

جدول ۵- شرایط کاری پرونده‌های اعتبارسنجی

توان	دبی جرمی	η_{ts}
۴/۳۶۳	۰/۰۸۸۷	۸۴/۵
۴/۳۳۴	۰/۰۸۸۶	۸۳/۷۷

شکل ۳ به مقایسه‌ی نتایج حاصل از کد توسعه داده شده، دینامیک سیالات محاسباتی و پژوهش وی [۱۹] در دو دور دورانی متفاوت پرداخته‌است. به علت ضعف روابط تجربی در محاسبه‌ی تلفات جداش‌ها و در نظر گرفتن جریان‌های ثانویه در دور دورانی غیرطراحی، اختلاف نتایج حل به کمک خط میانی با شبیه‌سازی عددی در این دور (۴۰۰۰۰) بیشتر است. با این حال، کد توسعه‌یافته به خوبی توانسته است روند تغییرات راندمان بر اساس نسبت فشار را دنبال کند. از آنجا که مرجع [۱۹] در پژوهش خود، از مدل تلفاتی محتاطانه‌تری در شرایط غیر طراحی برای تلفات نازل استفاده نموده‌است، نتایج ایشان فاصله‌ی بیشتری با نتایج حاصل از دینامیک سیالات محاسباتی دارد.

۳-۲- اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی

جهت اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی جریان سیال به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، از هندسه‌ی ارائه شده در مرجع [۱۳] که یک توربین‌شعاعی شامل روتور و نازل می‌باشد استفاده شده‌است. جدول ۴ نتایج حاصل از مطالعه‌ی استقلال از شبکه را به نمایش گذاشته‌است. به منظور اعتبارسنجی جدول ۵ به مقایسه‌ی داده‌های حاصل از مرجع [۱۳] و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی این پژوهش پرداخته‌است. با توجه به این جدول، میزان خطای پژوهش حاضر نسبت به داده‌های مرجع کمتر از یک درصد می‌باشد.

۴- نتایج

در این پژوهش ایستگاه تقلیل فشار ساری‌آکند که در مرجع [۲] مورد بررسی قرار گرفته‌است به عنوان پرونده‌ی مورد مطالعه انتخاب گشته‌است. گام اول برای طراحی اولیه‌ی توربین انبساطی جهت استفاده در این ایستگاه تقلیل فشار، انتخاب نقطه‌ی طراحی می‌باشد. بدین منظور ابتدای امر بدترین شرایط دمایی و فشاری که کمترین دما و بیشترین فشار ورودی به ایستگاه باشد را در نظر می‌گیریم. هرچند در عمل این اتفاق هرگز رخ نخواهد داد. علت انتخاب این شرایط، آن است که کاهش دما و افزایش فشار ورودی به ایستگاه سبب افزایش تولید توان الکتریکی تولیدی توسط توربین انبساطی خواهد شد. بدین جهت بیشینه‌ی دبی جرمی عبوری از ایستگاه نیز به عنوان دبی جرمی اولیه‌ی طراحی در نظر گرفته شده‌است. از طرفی شایان ذکر است از آنجا که دمای خروجی گاز طبیعی از توربین انبساطی به علت تشکیل هیدرات نباید از ۵ درجه سلسیوس کمتر باشد، کد طراحی به نحوی نوشته شده‌است که دمای ورودی به این دستگاه به نحوی تغییر کند که دمای خروجی از این مقدار کمتر نباشد.

جدول ۶- نقطه‌ی طراحی در نظر گرفته شده برای توربین انبساطی

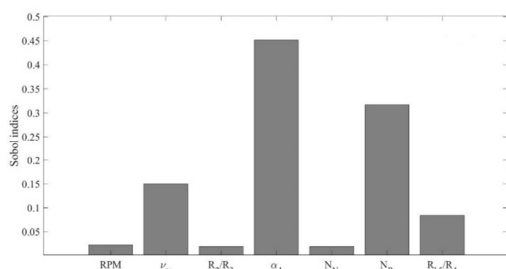
فشار ورودی (MPa)	دمای ورودی (K)	دبی جرمی (kg/s)	دور دورانی (RPM)
۴/۹	۲۸۸/۱۵	۱/۴۸	۴۵۰۰۰

۴-۱- آنالیز حساسیت

به منظور بررسی تاثیر پارامترهای طراحی مختلف بر روی تابع هدف که در این پژوهش میزان توان خروجی می‌باشد، آنالیز حساسیت با استفاده از روش سوپول صورت گرفته‌است. آنالیز حساسیت پارامترهای مختلف با استفاده از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود.

$$S_i = \frac{Var_{X_{\square i}}(E_{X_{\square i}}(Y | X_{\square i}))}{Var(Y)} \quad (31)$$

که در رابطه‌ی فوق، S_i بیانگر اندیس سوپول مرتبه اول بوده، Y معرف تابع هدف و X نیز ماتریس متغیرهای طراحی است. با استفاده از رابطه‌ی فوق، آنالیز حساسیت بروی ۷ پارامتر طراحی و هندسی شامل سرعت دورانی (RPM)، نسبت سرعت کل به استاتیک ($V_{t/s}$)، نسبت شعاع ورودی به خروجی نازل ($\frac{r_3}{r_4}$)، زاویه‌ی مطلق جریان ورودی به چرخ (α_4)، تعداد پره‌های نازل (N_N)، تعداد پره‌های چرخ (N_R) و نسبت شعاع توپی در خروج به شعاع ورودی چرخ ($\frac{r_{hs}}{r_4}$) صورت گرفت. نتایج آنالیز حساسیت سوپول را می‌توان در شکل ۴ مشاهده نمود. با توجه به این شکل، توان خروجی به ترتیب به ۵ پارامتر زاویه‌ی مطلق جریان در ورودی، تعداد پره‌های رتور، نسبت سرعت کل به استاتیک، نسبت شعاع توپی در خروج به شعاع ورودی رتور و سرعت دورانی حساسیت بیشتری نشان داده‌است. بنابراین این ۵ پارامتر به عنوان متغیرهای طراحی برای بهینه‌سازی مورد استفاده قرار خواهند گرفت. و مقادیر تعداد پره‌های نازل و نسبت شعاع ورودی نازل به خروجی آن در روند بهینه‌سازی ثابت و به ترتیب برابر مقادیر ۱۶ و ۱/۲ در نظر گرفته شده‌اند.



شکل ۴- آنالیز حساسیت توان تولیدی نسبت به متغیرهای طراحی

۴-۲- بهینه‌سازی طراحی اولیه‌ی توربین انبساطی

پس از انتخاب نقطه‌ی طراحی، با استفاده از کد توسعه یافته جهت بررسی عملکرد ماشین در خارج از نقطه‌ی طراحی، در این بخش به بهینه‌سازی توربین انبساطی طراحی شده پرداخته شده‌است. از آنجا که هدف نهایی از طراحی توربین انبساطی دستیابی به بیشینه‌ی توان تولیدی در طول یکسال می‌باشد، با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با قراردادن مجموع توان تولیدی توربین انبساطی در طول سال به عنوان تابع هدف، به بهینه‌سازی هندسه‌ی اولیه‌ی توربین انبساطی طراحی شده پرداخته خواهد شد. پارامتر اندازه جمعیت و نرخ جهش به ترتیب برابر ۲۰۰ و ۰/۲ در نظر گرفته شده‌است. فضای طراحی در نظر گرفته شده برای انجام بهینه‌سازی و همچنین مقادیر پایه‌ی طراحی در بخش قبل در جدول ۷ نشان داده شده‌است.

جدول ۷- فضای طراحی در نظر گرفته شده جهت بهینه‌سازی

مقادیر پایه	حد بالا	حد پایین	
۷۳/۳	۸۵	۶۵	زاویه‌ی مطلق ورودی به چرخ (درجه)
۱۵	۱۷	۱۱	تعداد پره‌ها
۰/۶۸	۰/۷	۰/۶	نسبت سرعت کل به استاتیک
۰/۳	۰/۳	۰/۱۸۵	نسبت شعاع توپی در خروج به شعاع ورودی چرخ
۴۵۰۰۰	۴۹۰۰۰	۴۱۰۰۰	سرعت دورانی

ابتدا پارامترهای طراحی توسط الگوریتم ژنتیک تغییر داده شده و هندسه‌ی جدید توسط مدل توسعه داده شده بدست خواهد آمد. سپس، عملکرد توربین در ماه‌های سال توسط کد خارج از نقطه‌ی طراحی سنجیده شده و مجموع توان تولیدی محاسبه می‌گردد. با تکرار روند فوق توسط الگوریتم ژنتیک، نهایتاً هندسه‌ی بهینه با بیشترین توان تولیدی در سال بدست می‌آید. نتایج بهینه‌سازی طراحی اولیه‌ی توربین انبساطی به کمک خط میانی جریان به طور خلاصه در جدول ۸ ارائه شده‌است. همانطور که در این جدول قابل مشاهده‌است، میزان توان تولیدی توربین انبساطی بهینه نسبت به توربین طراحی شده در مرحله‌ی اولیه ۰/۴ درصد بهبود داشته‌است و این میزان در طول سال برابر ۲۴/۸۸ مگاوات ساعت توان تولیدی بیشتر می‌باشد. از طرفی این بهینه‌سازی به کاهش طول و شعاع بیشینه‌ی توربین انبساطی منجر شده‌است که سبب کاهش هزینه‌ی ساخت و وزن این دستگاه خواهد شد. به علاوه مجموع تلفات در نقطه‌ی طراحی نیز در طراحی بهینه

۸۴/۶۷	۸۲/۴۵	mm	شعاع ورودی به چرخ
۲۵/۴	۲۴/۷۴	mm	شعاع خروجی در توپی
۶۴/۲۵	۶۲/۵۸	mm	شعاع خروجی در لفاف
-۴۷/۱۵	-۴۴/۷	Deg	زاویه‌ی خروجی جریان در توپی
-۶۹/۸۶	-۶۸/۲۳	Deg	زاویه‌ی خروجی جریان در لفاف
۵۸/۲۷	۵۶/۷۷	mm	طول چرخ
۱۴/۳۴	۱۳/۷	mm	ارتفاع پره در ورودی روتور
۱۰۹/۳۴	۱۰۸/۴	mm	شعاع ورودی نازل
۹۱/۸۸	۹۰/۳۳	mm	شعاع خروجی نازل
۱۷۰/۲۳	۱۷۲/۶۲	mm	بیشینه‌ی شعاع
۱۰۴/۸۱	۱۰۷/۲۹	mm	بیشینه‌ی طول محوری
پارامترهای عملکردی در نقطه‌ی طراحی			
۰/۹۸۹۲	۰/۸۳	kJ/kg	تلفات نازل
۰/۱۱۴۸	۰/۰۱	kJ/kg	تلفات برخوردی
۹/۶۵	۱۱	kJ/kg	تلفات مسیر
۶/۸۱	۶/۵۶	kJ/kg	تلفات درز نوک پره
۰/۰۱۲	۰/۰۱	kJ/kg	تلفات بادخور
۵/۶۲	۶/۹۳	kJ/kg	تلفات خروجی
۰/۰۰۳	۰/۰۰۲	kJ/kg	تلفات لایه‌ی فرار
۲/۵۷	۲/۳۹	kJ/kg	تلفات حلزونی
۲۵/۷۸	۲۷/۷۴	kJ/kg	مجموع تلفات
۸۴/۲۰	۸۳/۰۱	-	بازدهی کل به استاتیک
۶/۲۱۷	۶/۱۹۲	GW/hr	توان تولیدی در سال

سه‌بعدی به خوبی با طراحی اولیه به کمک خط میانی هم‌خوانی دارند. دبی جرمی عبوری در حل سه‌بعدی نزدیک به ۴ درصد با دبی جرمی طراحی انحراف داشته‌است. مقدار این انحراف در بررسی نازل-روتور برابر با ۱/۸ درصد بوده‌است. علت این اختلاف در دبی جرمی عبوری را می‌توان در اثرات سه‌بعدی بودن جریان در توربین انبساطی واقعی دانست که در طراحی به کمک خط میانی در نظر گرفته نمی‌شود. از طرفی جریان درون حلزونی به طور کامل یک جریان سه‌بعدی بوده که حل به کمک خط میانی فاقد ابزاری برای در نظر گرفتن این مهم می‌باشد. به همین علت انحراف در دبی جرمی پس از اضافه نمودن حلزونی به نازل-روتور افزایش یافته‌است. نهایتاً این اختلاف منجر به انحراف در ماکس جریان مطلق ورودی و فشار کل ورودی به روتور شده است. با توجه به جدول ۹ می‌توان مدعی شد طراحی به کمک خط میانی پیش از شروع طراحی سه‌بعدی اطلاعات بسیار مناسبی را از جزئیات جریان درون توربین انبساطی در اختیار طراح قرار می‌دهد. این امر در کمترین زمان ممکن و بدون صرف هزینه‌ی محاسباتی سنگین امکان‌پذیر بوده و نقش استفاده از این ابزار را در طراحی و بهینه‌سازی اولیه توربین انبساطی جهت تولید توان در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهری را پررنگ‌تر می‌نماید.

نسبت به طراحی پایه کاهش یافته‌است و این نشان‌دهنده‌ی افزایش بازدهی در نقطه‌ی طراحی خواهد بود. در واقع بهینه‌سازی طرح اولیه‌ی توربین انبساطی شعاعی به نحوی صورت پذیرفته‌است تا مجموع افت‌های توربین انبساطی حداقل شود.

۴-۳- شبیه‌سازی سه‌بعدی توربین انبساطی

پس از دستیابی به هندسه‌ی کلی روتور توربین انبساطی نظیر شعاع و زوایای ورودی و خروجی، می‌توان هندسه‌ی سه‌بعدی روتور توربین انبساطی مذکور را تولید نمود. پس از تولید شبکه‌ی محاسباتی سیال عبوری از حلزونی، نازل و روتور، مدل نهایی توربین انبساطی جهت شبیه‌سازی عددی فراهم آمده‌است. برای اعمال شرایط مرزی، دما و فشار سکون در ورودی حلزونی تعبیه شده و جریان عمود بر صفحه‌ی ورودی خواهد بود. در خروجی روتور نیز فشار استاتیک به عنوان شرط مرزی در نظر گرفته شده‌است. به منظور مدل‌سازی گاز واقعی جهت حل مسئله از معادله حالت پنگ رابینسون^۱ استفاده شده است. شایان ذکر است، در این پژوهش صرفاً از یک نازل و روتور و با فرض متناوب بودن جریان استفاده شده‌است. شکل ۵ مدل توربین انبساطی نهایی را جهت حل عددی به نمایش گذاشته‌است. پس از تولید شبکه، برای حل جریان از نرم‌افزار CFX و مدل توربولانسی $k-\epsilon$ استفاده شده‌است. شکل ۶ خطوط جریان شکل گرفته درون توربین انبساطی را به نمایش گذاشته‌است. همانطور که در این شکل مشخص است حلزونی توانسته به خوبی به وظیفه‌ی خود عمل نموده و جریان تقریباً یکنواخت و با زاویه‌ی برخورد مناسب را برای ورود به نازل فراهم نماید. در عین حال هیچ اثری از جریان‌های ثانویه در حلزونی و نازل مشاهده نشده و جریان براحتی درون این دو جزء ساکن جریان یافته‌است. شکل ۷ توزیع ماکس نسبی را درون روتور-نازل در دو نمای نصف‌النهاری و پره به پره به نمایش گذاشته‌است. همانطور که در این شکل مشخص است، جریان درون هیچ‌یک از اجزاء دچار خفگی نشده است. از طرفی همانطور که انتظار می‌رود بیشینه‌ی عدد ماکس در فضای مابین روتور و نازل رخ داده‌است.

در جدول ۹ نتایج نهایی حاصل از حل سه‌بعدی جریان توربین انبساطی و نتایج حاصل از حل به کمک خط میانی به مقایسه درآمده‌است. همانطور که در این جدول مشاهده می‌شود نتایج حاصل از حل

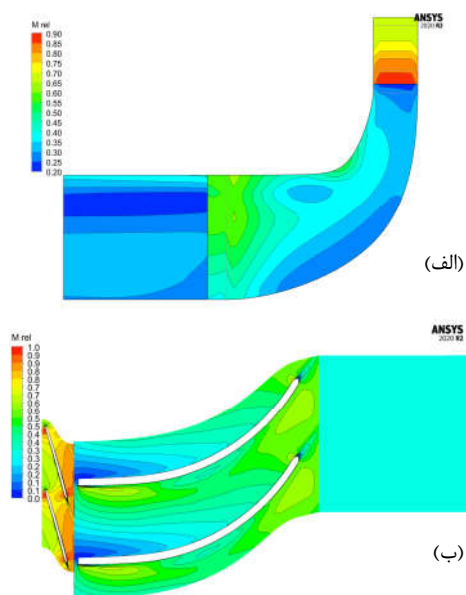
جدول ۸- طراحی پایه و بهینه‌ی توربین انبساطی شعاعی

واحد	طراحی پایه	طراحی بهینه
متغیرهای طراحی		
زاویه‌ی مطلق ورودی به روتور	Deg	۷۳/۳
تعداد پره ها	-	۱۵
نسبت سرعت کل به استاتیک	-	۰/۶۸
شعاع توپی در خروج به شعاع ورودی روتور	-	۰/۳
سرعت دورانی	RPM	۴۵۰۰
پارامترهای هندسی		
زاویه‌ی مطلق ورودی به روتور	Deg	۷۵/۴۴
تعداد پره ها	-	۱۳
نسبت سرعت کل به استاتیک	-	۰/۶۶۷
شعاع توپی در خروج به شعاع ورودی روتور	-	۰/۳
سرعت دورانی	RPM	۴۲۹۸۵

^۱ Peng-Robinson

جدول ۹- نتایج حل سه بعدی و حل به کمک خط میانی

حل سه بعدی	حل به کمک خط میانی	
۸۴/۴۹	۸۴/۲۰	بازدهی کل به استاتیک
۲/۸۸۲۴	۲/۸۸۲۴	نسبت فشار کل به استاتیک
۲۰۲۲/۶	۱۹۳۲/۴	توان تولیدی (کیلووات)
۱۴/۶۱	۱۴/۰۶	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
۴۶/۹۲	۴۷/۱۹	فشار کل ورودی به روتور (بار)
۷۳/۶۲	۷۵/۴۴	زوایه‌ی مطلق ورودی به روتور (درجه)
۰/۸۴۸۳	۰/۸۱۶۹	ماخ مطلق ورودی به روتور
۲/۹	۰	زوایه‌ی مطلق خروجی از روتور (درجه)
۰/۵۵۷۴	۰/۵۳۰۱	ماخ نسبی خروجی از روتور



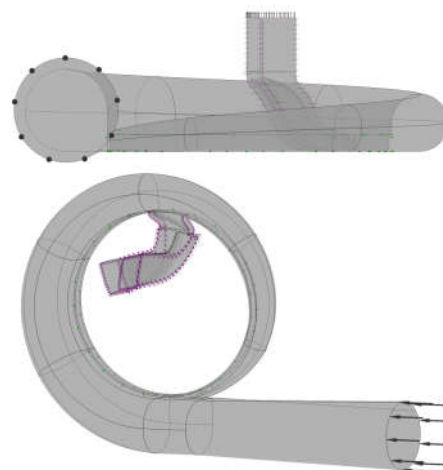
شکل ۷- توزیع ماخ در نمای (الف) نصف‌النهاری (ب) پره به پره

۵- نتیجه گیری

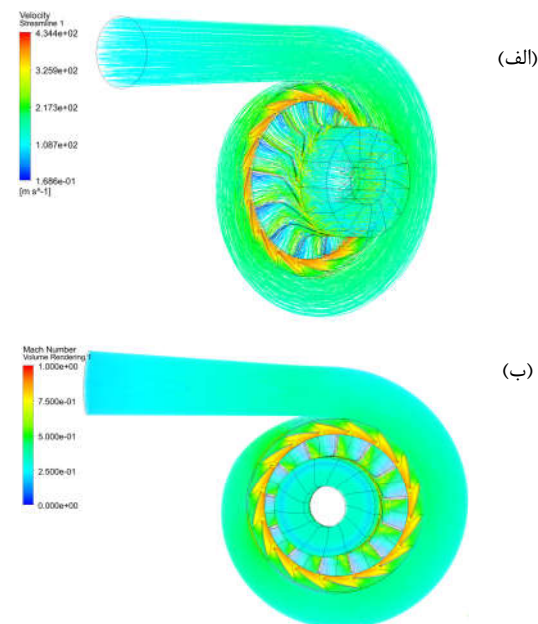
در این پژوهش به طراحی و بهینه‌سازی یک توربین انبساطی شعاعی جهت استفاده در ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری پرداخته شد. توسعه‌ی حل به کمک خط میانی و آنالیز حساسیت در فضای نرم‌افزار متلب صورت گرفته و بهینه‌سازی پارامترهای طراحی منجر به بهبود بازدهی ۱/۲ درصدی در نقطه‌ی طراحی و افزایش ۲۵ مگاوات ساعتی توان تولیدی در طول یک سال گشته‌است. روند بهینه‌سازی به نحوی صورت گرفته‌است تا مجموع تلفات درون توربین انبساطی کمینه شود. از طرفی بهینه‌سازی توربین انبساطی منجر به کاهش طول و شعاع بیشینه‌ی آن شده‌است که می‌تواند هزینه‌ی ساخت و وزن آن را کاهش دهد. هرچند با توجه به ضعف روابط تجربی در محاسبات تلفات جدایش و جریان‌های ثانویه در دور غیر طراحی، نتایج حاصل از تحلیل به کمک خط میانی دارای اختلاف قابل توجهی با نتایج واقعی در دور غیر طراحی می‌باشد، با این حال روند تغییرات به خوبی با این سیستم قابل شناسایی است.

۶- فهرست علائم

b	پهنا
C	سرعت مطلق جریان
C_{0s}	سرعت فواره‌ای
H	آنتالپی سکون
h	آنتالپی استاتیک
L	تلفات
$\dot{m}$	دبی جرمی
M	عدد ماخ
N	تعداد پره
n_s	سرعت مخصوص
P	فشار
Q	دبی حجمی



شکل ۵- مدل توربین انبساطی نهایی جهت شبیه‌سازی عددی



شکل ۶- (الف) خطوط جریان (ب) توزیع عدد ماخ در توربین انبساطی نهایی

$$L_p = 0.11m_f * \left[\frac{L_h}{D_h} + 0.68 \left(1 - \left(\frac{r_l}{r_4} \right)^2 \right) * \frac{\cos \beta_t}{b_l / c} \right] * \frac{W_4^2 + W_l^2}{2}$$

$$(r_4 - r_l) / b_l \geq 0.2 \rightarrow m_f = 1$$

$$(r_4 - r_l) / b_l \leq 0.2 \rightarrow m_f = 2$$

$$L_h = \frac{\pi}{4} \left[\left(Z_R - \frac{b_4}{2} \right) + (r_4 - r_l - \frac{b_l}{2}) \right] \quad (37)$$

$$D_h = \frac{1}{2} \left[\frac{4\pi r_4 b_4}{2\pi r_4 + N_R b_4} + \frac{2\pi(r_{s5}^2 - r_{h5}^2)}{\pi(r_{s5} - r_{h5}) + N_R b_5} \right]$$

$$c = \frac{Z_R}{\cos \beta}, \tan \beta = 0.5(\tan \beta_4 + \tan \beta_5)$$

تلفات درز نوک پره [16]:

$$L_c = \frac{U_4 N_R}{8\pi} (0.4\epsilon_d C_a + 0.75\epsilon_r C_r - 0.3\sqrt{\epsilon_d \epsilon_r C_a C_r})$$

$$C_a = \frac{1 - r_{s5} / r_4}{C_{m4} b_4} \quad (38)$$

$$C_r = \left(\frac{r_{s5}}{r_4} \right) * \frac{Z_{rotor} - b_4}{C_{m5} * r_5 * b_5}$$

تلفات نازل

- در شرایط طراحی [24]:

$$L_n = \frac{0.05 * C_4^2}{2 * Re^{0.2}} \left[\frac{3 \tan \alpha_4}{s / c} + \frac{s * \cos \alpha_4}{b_3} \right]$$

$$s = \frac{2\pi r_3}{N_N} \quad (39)$$

$$c = 1.05 * \frac{s}{\sin \alpha_4}$$

- در شرایط غیر طراحی [15]:

$$L_n = 4f\bar{C} \frac{L_{hyd}}{D_{hyd}} \quad (40)$$

$$D_{hyd} = 0.5 \left(\frac{8\pi r_2 b_3 \cos \alpha_2}{4\pi r_2 + 4\pi r_2 b_3 / \sigma} + \frac{8\pi r_3 b_3 \cos \alpha_3}{4\pi r_3 + 4\pi r_3 b_3 / \sigma} \right)$$

تلفات حلزونی [15]:

$$L_v = \frac{k_{volute} * C_2^2}{2} \quad (41)$$

ارزیابی طراحی روتور

پارامتر	بازه مجاز
C_{m5} / U_4	0.2 - 0.4 [25]
r_{s5} / r_4	≤ 0.78 [25]
C_{m5} / C_{m4}	1 - 1.5 [26]
$(H_4 - H_5) / (H_{01} - H_{05})$	0.45 - 0.65 [14]
Z_{rotor} / b_4	≥ 1.5 [14]

۸- مراجع

- [1] Howard C, Oosthuizen P, Peppley B. An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations. Appl Therm Eng. 2011;31(13):2165-70.
- [2] Zabihi A, Taghizadeh M. Feasibility study on energy recovery at Sari-Akand city gate station using turboexpander. J Nat Gas Sci Eng. 2016;35.

r	شعاع
Re	عدد رینولدز
t	ضخامت پره
U	سرعت پره
W	سرعت نسبی جریان
α	زاویه‌ی مطلق جریان
β	زاویه‌ی نسبی جریان
η	بازدهی
V_{ts}	ضریب نسبت سرعت کل به استاتیک
ρ	چگالی
ω	سرعت دورانی
ϕ	ضریب جریان
ψ	ضریب بارگذاری

۶-۱- زیرنویس‌ها و بالا نویسی‌ها

0	سکون
1	ورودی حلزونی
2	ورودی نازل و خروجی حلزونی
3	خروجی نازل
4	ورودی روتور
5	خروجی روتور
id	شرایط ایده‌آل
h	تویی
s	لفاف
T	کل (شامل چرخ، نازل و حلزونی)

۷- پیوست

تلفات برخوردی در ورودی روتور:

- در شرایط غیرطراحی [17]:

$$L_i = \frac{1}{2} W_4^2 \sin^2 (\beta_4 - \beta_{4,opt}) \quad (32)$$

- در شرایط طراحی [21]:

$$L_i = \frac{0.75}{2(1 - M_4^2)} \left(\frac{C_{m4}}{C_{m5} U_4} \tan \alpha_4 - 1 \right)^2 U_4^2 \quad (33)$$

تلفات بادخور [22]:

$$L_w = K_f * \frac{\bar{\rho} U_4^3 * r_4^2}{2 * \dot{m} * W_5^2} \quad (34)$$

تلفات خروجی [23]:

$$L_e = \frac{C_2^2}{2} \quad (35)$$

تلفات لبه‌ی فرار [22]:

$$\Delta P_{0,rel} = \frac{\rho_5 W_5^2}{2} \left(\frac{N_R t_{te}}{\pi(r_{s5} + r_{h5}) * \cos \beta_5} \right)^2$$

$$L_{te} = \frac{2}{\gamma M_5^2} * \frac{\Delta P_{0,rel}}{P_5 * \left(1 + \frac{W_5^2}{2C_p T_5} \right)^{\gamma-1}} \quad (36)$$

تلفات مسیر [16]:

- [۲۳] Suhrmann JF, Peitsch D, Gugau M, Heuer T, Tomm U. Validation and development of loss models for small size radial turbines. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2010.
- [۲۴] Rodgers C, Geiser R. Performance of a high-efficiency radial/axial turbine. *J Turbomach.* 1987;109(2).
- [۲۵] Balje OE. Turbomachines. A guide to design, selection and theory. 1981;
- [۲۶] Wood HJ. Current technology of radial-inflow turbines for compressible fluids. 1963;
- [۳] فرزانه گرد م، خطیب م، شاهمردان م، همکاران. طراحی سیستم‌های بازیافت انرژی در ایستگاه‌های تقلیل فشار با استفاده از توربوآکسپندر و سیستم CHP با محرک اولیه موتور احتراق داخلی. بیستمین همایش سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران، شیراز، ۲۰۱۲؛
- [۴] صابری م. بررسی فنی و اقتصادی استفاده از توربین گاز در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی. دانشگاه صنعتی شاهرود؛ ۱۳۹۱.
- [۵] دانشمند ا. مطالعه و بررسی انرژی‌تیک عملکرد توربین انبساطی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز. دانشگاه صنعتی شاهرود؛ ۱۳۹۲.
- [6] Ebrahimi Saryazdi SM, Rezaei F, Saboohi Y. Optimal detailed design and performance assessment of natural gas pressure reduction stations system equipped with variable inlet guide vane radial turbo-expander for energy recovery. *J Nat Gas Sci Eng.* 2021;96.
- [۷] عابد ح، افشاری ا، بهشتی ح. بررسی عملکرد سیستم هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد- توربین انبساطی برای ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، شماره ۳، ص ۱۵۴-۱۴۵، ۱۳۹۹
- [8] Ventura CAM, Jacobs PA, Rowlands AS, Petric-Repar P, Sauret E. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines: An automated approach. *J Fluids Eng Trans ASME.* 2012;134(3).
- [9] Rahbar K, Mahmoud S, Al-Dadah RK, Moazami N. Parametric analysis and optimization of a small-scale radial turbine for Organic Rankine Cycle. *Energy.* 2015;83.
- [10] Deng QH, Shao S, Fu L, Luan HF, Feng ZP. An integrated design and optimization approach for radial inflow turbines-Part I: Automated preliminary design. *Appl Sci.* 2018;8(11).
- [11] Kumar M, Sahoo RK, Behera SK. Design and numerical investigation to visualize the fluid flow and thermal characteristics of non-axisymmetric convergent nozzle. *Eng Sci Technol an Int J.* 2019;22(1):294-312.
- [12] Kumar M, Panda D, kumar A, Sahoo RK, Behera SK. Preliminary design, flow field, and thermal performance analysis of a helium turboexpander: a numerical approach. *SN Appl Sci.* 2019;1(11).
- [13] Rahbar K. DEVELOPMENT AND OPTIMIZATION OF SMALL-SCALE RADIAL INFLOW TURBINE FOR WASTE HEAT RECOVERY WITH ORGANIC RANKINE CYCLE. The University of Birmingham; 2016.
- [14] Aungier RH. Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis. Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis. 2010.
- [15] Whitfield A, Baines NC. Design of Radial Turbomachines. Longman Sci Tech. 1990;
- [16] Moustapha H, Zelesky M, Baines N, Japikse D. Axial and radial turbines [Internet]. Concepts nrec.Com. 2003. 10 p. Available from: <http://www.conceptsnrec.com/pdf/AxialRadialTOC.pdf%5Cnpapers2://publication/uuid/D3679347-7C53-4496-B178-44946EE4A02F>
- [17] Glassman AJ. Computer program for design analysis of radial-inflow turbines. NASA Tech Note. 1976;(February).
- [18] Watanabe I, Ariga I, Mashimo T. Effect of dimensional parameters of impellers on performance characteristics of a radial-inflow turbine. *J Eng Gas Turbines Power.* 1971;93(1).
- [19] Wei Z. Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines at Design and Off-Design Conditions. Carleton; 2014.
- [20] Jones AC. Design and test of a small, high pressure ratio radial turbine. *J Turbomach.* 1996;118(2).
- [21] Balje OE. A contribution to the problem of designing radial turbomachines. *Trans ASME.* 1952;74(4):451-72.
- [22] Ghosh SK, Sahoo RK, Sarangi SK. Mathematical analysis for off-design performance of cryogenic turboexpander. *J Fluids Eng Trans ASME.* 2011;133(3).