



تحلیل عملکرد یک میکروتوربین در تولید همزمان حرارت و قدرت

مریم پورحسن‌زاده - دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی - دانشگاه صنعت آب و برق (شهید عباسپور)

امیرفرهاد نجفی - استادیار دانشکده مهندسی انرژی - دانشگاه صنعت آب و برق (شهید عباسپور)

پوریا احمدی - کارشناس ارشد مکانیک - دانشگاه صنعت آب و برق (شهید عباسپور)

E-mail: mpourhasanzadeh@stud.pwut.ac.ir

چکیده:

امروزه فناوری تولید پراکنده به دلیل مزایای قابل توجه اقتصادی و زیست‌محیطی، مورد توجه فراوان قرار گرفته و به سرعت در حال توسعه است. تولید همزمان برق و گرما، یکی از روش‌های مهم تولید پراکنده است که علاوه بر افزایش بازده، کاهش مصرف سوخت و سرعت عمل بالا در نصب، از میزان تلفات در سیستم انتقال و توزیع کاسته و باعث کاهش انتشار گازهای آلاینده نیز می‌گردد. از جمله مولدهای مورد استفاده در سامانه‌های تولید همزمان که در کاربردهای غیرصنعتی نیز گسترش می‌یابد، میکروتوربین‌ها هستند که علیرغم حجم و وزن کم، توانایی تولید قدرت نسبتاً بالایی دارند. در این مقاله برای بررسی قابلیت استفاده از میکروتوربین در یک سامانه تولید همزمان، هر یک از بخش‌های سیکل میکروتوربین با استفاده از قوانین ترمودینامیک مدلسازی می‌شوند. بنابراین می‌توان تمامی خواص ترمودینامیکی سیکل را بدست آورد. در نهایت با توجه به مدلسازی صورت گرفته اثر تغییرات عواملی همچون نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین و دمای ورودی به کمپرسور هوا روی مشخصه‌های ترمودینامیکی سیکل مانند راندمان حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرند.

واژه‌های کلیدی: مدلسازی، میکروتوربین، تولید همزمان حرارت و قدرت، تولید پراکنده.

Performance analysis of a Micro-Turbine for combined heat and power production

M. Pourhasanzadeh, M.S. student in Energy Conversion, Power and Water University of Technology

A. Najafi, Department of Energy Engineering, Power and Water University of Technology

P. Ahmadi, Department of Energy Engineering, Power and Water University of Technology

Abstract

Nowadays, due to significant economic and environmental merits, the technology of distributed generation are being widely concerned and fleetly developed. Cogeneration of heat and power or is one of the most important applications of distributed generation that reduce greenhouse gas emissions besides increasing efficiency and reducing fuel consumption. Micro-turbine is one of the newest technologies of cogeneration, particularly used for distributed power generation. In fact, micro-turbine is small and simple gas turbine which is used wide dispread. It widely used in non-industrial applications, has relatively high ability to produce power. This article reviews the ability of using a micro-turbine in combined heat and power production system. Each parts of micro-turbine cycle are modelled using thermodynamics laws. So, all of the thermodynamic properties of the cycle can be achieved and then the effect of factors such as the compressor pressure ratio and turbine entry temperature on the thermodynamics cycle characteristics such as thermal efficiency are studied.

۱- مقدمه

کوچکی هستند که براساس سیکل برایتون با راندمان ۳۰٪ عمل می‌نمایند [۶و۵]. این توربین‌ها دارای ساختاری ساده بوده و به راحتی با استفاده از انواع سوخت‌ها (گاز طبیعی، پروپان و یا سایر مشتقات گاز طبیعی) می‌توانند با استفاده از ژنراتورهای ترکیب شده با خود تولید نیروی برق نمایند. میکروتوربین‌ها قدرتی بین ۲۵ تا ۵۰۰kW تولید کرده و در سرعت‌های بالا مابین ۵۰۰۰۰ الی ۱۲۰۰۰۰rpm می‌چرخند [۷-۱۰].

برای تحلیل دقیق و ارزیابی پتانسیل ذخیره انرژی و نیز توجیه اقتصادی میکروتوربین جهت کاربرد DG و استفاده در سامانه تولید همزمان، مدلی ساده اما به اندازه کافی دقیق مطلوب است. برخی از مدل‌های ارائه شده، از معادلات کلی موازنه جرم، اندازه حرکت و انرژی استفاده می‌کنند. بنابراین غیرخطی و بسیار پیچیده بوده و برای محاسبه به زمان بیشتری نیاز دارند. برخی از این مدل‌ها که توسط ژورادو ارائه شده‌اند، برای تحلیل توربین‌های گاز مناسب‌ترند [۱۱ و ۱۲]. لاینوف و همکاران براساس داده‌های آزمایشی یک میکروتوربین تجاری، مدلی شبه تجربی پیشنهاد کردند [۱۳]. این مطالعه براساس راندمان ثابت توربین، کمپرسور و بازیافت و ثابت بودن خواص ترموفیزیکی هوا و سوخت انجام شد که در عمل چنین فرضی غیرممکن است. احیائی و بهادری [۱۴] انتخاب یک میکروتوربین برای تامین کلیه نیازهای برق، گرمایش، سرمایش و آب خانگی در یک ساختمان مسکونی در تهران، اهواز و همدان را بررسی نموده و احیائی و مظفری [۱۵] به تحلیل اقتصادی یک میکروتوربین گازی در یک سامانه CHP پرداختند. صنایع و رئیسی [۵] با استفاده از تحلیل اقتصادی-انرژی به انتخاب نوع و تعداد میکروتوربین موردنیاز برای تأمین بار گرما و برق در طول یک سال پرداختند و سود سالیانه را به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفتند. کائوکو و بکمن

تولید پراکنده (Distributed Generation) عبارت از تولید برق در محل مصرف یا در نزدیکی آن با استفاده از سامانه‌های تولید برق نسبتاً کوچک که ظرفیت آنها معمولاً کمتر از ۲۵MW می‌باشد. تولید همزمان برق و حرارت (Cogeneration of Heat and Power, CHP) یکی از کاربردهای مهم تولید پراکنده است و عبارت از تولید همزمان ترمودینامیکی دو یا چند شکل انرژی از یک منبع اولیه می‌باشد. در CHP از انرژی گرمایی تولیدشده در فرآیند تولید قدرت به‌عنوان منبع انرژی استفاده می‌شود. مصرف‌کنندگانی که نیازمند انرژی گرمایی زیادی در طول روز هستند، مانند صنایع تولیدی، بیمارستان‌ها، خشکشویی‌ها و غیره، می‌توانند برای کاهش هزینه‌های خود از CHP استفاده نمایند [۱۶ و ۱۷].

انتخاب یک سامانه CHP برای یک کاربرد خاص به عوامل بسیاری از جمله مقدار برق موردنیاز، دوره، محدودیت فضا، نیاز حرارتی، دسترسی به سوخت و قیمت مناسب بستگی دارد [۵-۳]. اندازه سیستم‌های CHP براساس نیروی برق تولیدی آنها بیان می‌شود. عموماً اندازه‌های بیش از چند مگاوات را در بخش صنعت و کمتر از ۱MW را در تولید حرارت و قدرت مورد نیاز ساختمان‌های تجاری، اداری و مسکونی استفاده می‌کنند. در وسیع‌ترین محدوده، ظرفیت سامانه‌های CHP از حدود ۲۵kW مولد میکروتوربین تا ۲۵۰MW توربین‌های گاز است [۱۶ و ۱۷]. صنایع و همکاران به بررسی سه نوع محرک اولیه توربین‌گاز، موتور دیزل و موتور احتراق داخلی برای یک سامانه CHP پرداخت و انتخاب هر یک را متأثر از شرایط محیط، بارهای حرارتی و الکتریکی، نوع سوخت، قیمت و ارزش حرارتی سوخت و قیمت خرید و فروش برق دانست [۴].

میکروتوربین‌ها به‌عنوان محرک اولیه CHP، توربین‌های گازی

استفاده قرار گیرد. با این وجود بیشترین کاربری سامانه‌های تولید همزمان برای تامین آب گرم مصرفی و گرمایش محیط می‌باشد.

شکل (۱) طرحواره یک میکروتوربین تک‌محوری با مبدل بازیاب را نشان می‌دهد. در این سامانه، یک کمپرسور شعاعی هوای ورودی را متراکم می‌کند. سپس هوا با استفاده از حرارت گازهای خروجی توربین، در بازیاب پیش‌گرم می‌شود. هوای گرم خروجی از بازیاب در محفظه احتراق سبب احتراق سوخت شده و گازهای داغ حاصل از احتراق، با سرعت زیاد به توربین وارد شده و پس از برخورد به پره‌های متحرک توربین و افزایش انرژی جنبشی آنها منبسط می‌گردد. سپس گازهای داغ از خروجی توربین وارد مبدل بازیاب شده و سیکل به‌طور پیوسته تکرار می‌شود. بخشی از نیروی تولید شده توسط توربین، صرف چرخش کمپرسور هوا شده و باقیمانده از طریق یک کویلینگ به محور ژنراتور منتقل می‌شود که نیروی برق با تواتر بالا و متغیر تولید می‌کند. این نیرو نخست با مبدل یکسوکننده به جریان مستقیم و سپس به جریان متناوب با فرکانس ۵۰ یا ۶۰ هرتز تبدیل می‌شود. برخی مشخصه‌های طراحی میکروتوربین‌ها برای سامانه‌های تولید همزمان در جدول (۱) نشان داده شده است [۱۶۵-۶۰۱].

۳- الگوی ترمودینامیکی سیکل میکروتوربین

طرحواره یک سامانه میکروتوربین و سیکل ترمودینامیکی آن در دیاگرام T-s در شکل (۲) نشان داده شده است. در طراحی الگوی ترمودینامیکی این میکروتوربین فرض می‌شود که جریان سیال پایا، فرآیندهای تراکم و انبساط به ترتیب در کمپرسور و توربین آدیاباتیک، رفتار هوا و گازهای احتراق همانند گاز کامل بوده گرمای ویژه متوسط آنها ثابت و

تاثیر بازیافت و روش‌های مختلف کنترل بار بر اقتصاد کلی عملیات را تحلیل کردند [۹]. آنها پارامترهای کنترل را درجه حرارت ورودی توربین و سرعت چرخش محور چرخان در نظر گرفتند و در نهایت الگویی برای عملکرد حالت پایدار برای توصیف اجزای سازنده میکروتوربین ارائه دادند. هدف این مقاله ارائه یک الگوی ریاضی ساده برای یک میکروتوربین تک-محوری است. این الگو علاوه بر کمک به درک مشخصه‌های عملکرد یک میکروتوربین تحت شرایط عملیاتی و در نتیجه بهبود راندمان واحد، به تحلیل و ارزیابی استفاده از میکروتوربین در سامانه تولید همزمان می‌پردازد.

۲- میکروتوربین در سامانه‌های CHP

استفاده از میکروتوربین‌ها، تنها به بخش‌های تجاری، اداری و مسکونی محدود می‌گردد و در کاربردهای صنعتی باید از توربین‌گاز یا محرک‌های موجود دیگر استفاده کرد. اکثر میکروتوربین‌ها دارای یک کمپرسور و یک توربین تک‌مرحله‌ای گریز از مرکز دارند و از یک ژنراتور مغناطیس دائم سرعت بالا برای تولید برق متناوب استفاده می‌کنند. همچنین جهت افزایش راندمان کلی سامانه و بهینه‌سازی مصرف انرژی می‌توان از گرمای حاصل از احتراق سوخت در این توربین‌ها نیز استفاده نمود. بررسی مشخصات عملکردی آنها نشان می‌دهد که دبی جرمی گازهای خروجی از آنها مابین ۰/۳ الی ۲/۳ kg/s تغییر می‌کند [۵].

در هنگام استفاده از میکروتوربین‌ها به‌صورت محرک اولیه در سامانه‌های تولید همزمان، در یک مبدل حرارتی ثانویه، انرژی گازهای خروجی میکروتوربین برای تهیه آب‌گرم مصرفی مورد استفاده قرار می‌گیرد. حرارت خروجی ممکن است در مواردی مانند گرمایش محیط و تامین حرارت عملیات صنعتی مورد

بازیاب می‌باشد.

۳-۳- محفظه احتراق (CC)

موازنه جرم و انرژی در محفظه احتراق بشرح ذیل می‌باشد:

$$\dot{m}_a h_3 + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_4 + \dot{m}_f LHV(1 - \eta_{cc}) \quad (9)$$

$$h_3 = (C_p)_a (T_3 - T_a) \quad (10)$$

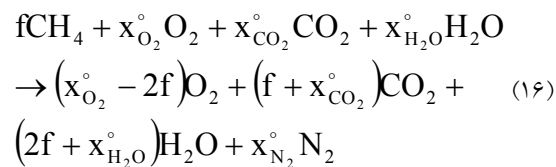
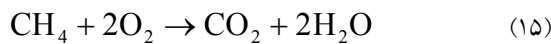
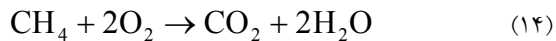
$$h_4 = (C_p)_g (T_4 - T_a) \quad (11)$$

$$(12)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

$$P_4 = P_3(1 - \Delta P_{cc}) \quad (13)$$

سوخت مصرفی در محفظه احتراق را متان در نظر گرفته که عمل احتراق در آن براساس واکنش‌های زیر انجام می‌شود:



در رابطه (۱۶)، f ، نسبت مولی سوخت به هواست. جرم مولی هوا و متان نیز برابر مقادیر زیر می‌باشد:

۳-۴- توربین (فرآیند ۴-۵)

کار تولیدی در توربین، کار خالص و دمای خروجی گازها در توربین بشرح ذیل می‌باشند:

$$\dot{W}_t = (\dot{m}C_p)_g (T_4 - T_5) \quad (17)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (18)$$

تغییرات اکسرژی و انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز بوده و شرایط ورودی هوا به کمپرسور (دما و فشار) همانند شرایط محیطی در نظر گرفته می‌شود. معادلات موازنه جرم و انرژی برای هر یک از اجزای میکروتوربین به صورت زیر است:

۳-۱- کمپرسور هوا (فرآیند ۱-۲)

توان، نسبت فشار، راندمان آدیباتیک و دمای هوای خروجی از کمپرسور به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\dot{W}_c = (\dot{m}C_p)_a (T_2 - T_1) \quad (1)$$

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left(r_{p,c}^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

$$\eta_c = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

$$r_{p,c} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (4)$$

در روابط فوق، P_r فشار نسبی، \dot{m}_a دبی جرمی هوا و h آنتالپی مخصوص هواست.

۳-۲- مبدل بازیاب (فرآیندهای ۲-۳ و ۵-۶)

هدف از استفاده از مبدل بازیاب حرارتی کاهش مصرف سوخت و بهبود راندمان حرارتی یک میکروتوربین می‌باشد که در آن از بایافت انرژی گازهای گرم خروجی از توربین برای پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده می‌شود.

$$P_3 = P_2(1 - \Delta P_{a,rec}) \quad (5)$$

$$P_6 = P_5(1 - \Delta P_{g,rec}) \quad (6)$$

$$(\dot{m}C_p)_a (T_3 - T_2) = (\dot{m}C_p)_g (T_5 - T_6) \quad (7)$$

$$\eta_{rec} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

در روابط فوق \dot{m}_g ، دبی جرمی گازها و μ_{rec} راندمان مبدل

داده‌های تجربی کائوکو و بکمن [۱۰] شبیه‌سازی شده‌است. این میکروتوربین یک واحد سه فاز ۴۸۰ ولت با توان اسمی ۳۰ کیلووات و با توان خالص خروجی ۲۸ کیلووات است. حسب داده‌های تجربی کائوکو و بکمن راندمان حرارتی کلی این سامانه بر مبنای ارزش حرارتی بالای سوخت تحت شرایط عملیاتی استاندارد در حدود ۲۳/۶٪ است. پارامترهای طراحی میکروتوربین در جدول (۱) درج شده‌است. برخی پارامترهای ترموفیزیکی هوا، سوخت و مخلوط گازها که عمل شبیه‌سازی به کمک آنها انجام شده‌است در جدول (۲) ارائه شده‌است.

شکل (۳-الف) نتایج شبیه‌سازی برای مصرف سوخت با مقادیر تجربی مقایسه شده‌اند. با بررسی این شکل به خوبی مشخص است که نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی روند تغییرات یکسانی دارند. با افزایش قدرت خروجی، میزان مصرف سوخت با روند تقریباً خطی افزایش می‌یابد. با وجود این مطابق شکل مصرف سوخت حاصل از نتایج شبیه‌سازی تماماً کمتر از مقدار تجربی آن است. علت این پدیده این است که سوخت استفاده شده در شبیه‌سازی (متان خالص) اندکی متفاوت از سوختی است که در آزمایش‌ها استفاده می‌شود (گاز طبیعی که فقط حاوی ۹۰٪ متان است). بنابراین مصرف سوخت واقعی بیشتر از نتایج شبیه‌سازی است.

در شکل‌های (۳-ب) و (۳-ج) نتایج شبیه‌سازی به ترتیب برای سرعت چرخشی و دمای گازهای خروجی با مقادیر تجربی آنها مقایسه شده‌اند. با بررسی این شکل‌ها مشخص می‌شود که نتایج شبیه‌سازی تحت شرایط بار طراحی و یا در نزدیکی آن تقریباً مطابق با نتایج تجربی است اما یک خطای نسبتاً بزرگ‌تر تحت شرایط ظرفیت پایین‌تر، بین نتایج وجود داشته بطوریکه داده‌های اندازه‌گیری شده کمتر از نتایج

$$T_5 = T_4 \left[1 - \eta_t \left(1 - r_{p,t}^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \right) \right] \quad (19)$$

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5'}} \quad (20)$$

$$r_{p,t} = \frac{P_{r4}}{P_{r5}} = \frac{P_4}{P_5} \quad (21)$$

۳-۵- مولد بخار بازیاب حرارت (HRSG)

در مولد بخار موازنه انرژی و جرم مطابق روابط ذیل است:

$$P_{8p} = T_9 - \Delta T_A \quad (22)$$

$$\Delta P_p = T_{7p} - T_9 > 0 \quad (23)$$

$$(\dot{m}C_p)_g (T_6 - T_{7p}) = \dot{m}_s (h_{8p} - h_9) \quad (24)$$

$$T_7 = T_6 - \frac{\dot{m}_s (h_8 - h_9)}{(\dot{m}C_p)_g} \quad (25)$$

۳-۶- راندمان و مصرف ویژه سوخت

بازده حرارتی سامانه تولید همزمان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{CHP} = \frac{E_{CHP} + H_{CHP}}{Q_f} \quad (26)$$

صورت کسر فوق مجموع انرژی الکتریکی خروجی و حرارت مفید تولید شده توسط سامانه و مخرج کسر عبارت از انرژی حاصل از احتراق سوخت است که توسط سامانه مصرف می‌شود. راندمان کلی سامانه‌های تولید همزمان بیش از ۷۰٪ است.

۴- بحث و نتایج

به منظور تحلیل عملکرد سامانه‌های تولید همزمان، بکمن روابطی که در بند (۳) تشریح شد، یک سامانه میکروتوربین با

شبیه‌سازی است. دلیل این خطا ممکن است به علت عملکرد مدل مبدل بازیاب باشد.

بنابراین ارزیابی نتایج الگوی پیشنهادی نشان می‌دهد که این الگو با وجود برخی خطاها بین نتایج شبیه‌سازی و تجربی، می‌تواند خصوصیات عملکردی میکروتوربین را شبیه‌سازی کند و در نتیجه برای تحلیل عملکرد آن مورد استفاده قرار گیرد. نمودارهای زیر به ترتیب تاثیر نسبت فشار کمپرسور هوا، دمای احتراق توربین گاز، دمای محیط و بازده مبدل بازیاب را بر عملکرد میکروتوربین ۳۰kW نشان می‌دهند.

شکل (۴) راندمان میکروتوربین را به صورت تابعی از نسبت فشار کمپرسور برای گستره دمای احتراق توربین گاز ۸۵۰ تا ۹۰۰°C نشان می‌دهد. با توجه به شکل فوق، ملاحظه می‌شود که افزایش دمای ورودی به توربین گاز منجر به افزایش راندمان خواهد شد. همچنانکه راندمان سیکل با افزایش دمای ورودی به توربین گاز افزایش می‌یابد، با وجود این، شکل نشان می‌دهد که محدوده بهینه عملکرد برای پیشینه راندمان در گستره نسبت فشار ۳ تا ۴ است.

مطابق شکل (۵)، کاهش قدرت و راندمان در دمای ورودی هوا به کمپرسور در دماهای بالای محیط بدین معنی است که عملکرد میکروتوربین در پایین‌ترین سطح خود است. در این موارد می‌توان با استفاده از یک خنک‌کننده هوا قدرت و راندمان کاهش یافته را بهبود بخشید.

شکل (۶) تاثیر مبدل بازیاب بر راندمان میکروتوربین را نشان می‌دهد. مطابق شکل با افزایش کارایی مبدل، راندمان میکروتوربین نیز افزایش می‌یابد. ظرفیت یک مبدل بازیاب با راندمان بالا (۹۰٪)، راندمان یک میکروتوربین با نسبت فشار ۳/۵

را دو برابر می‌کند، یعنی از حدود ۱۴٪ به حدود ۲۹٪ که البته این مقدار به جزئیات مبدل بستگی دارد.

در این مقاله یک میکروتوربین Capston C30 جهت مطالعه در نظر گرفته شد. وقتی میکروتوربین در خروجی کامل ۳۰kW تنظیم شده، راندمان حدوداً ۲۳٪ است. هرچند وقتی بعلت کاهش بار، قدرت به‌عنوان مثال به ۱۰kW کاهش می‌یابد، راندمان از حدود ۲۳٪ به حدود ۱۸٪ افت می‌کند. لازم به ذکر است که راندمان در این مقاله براساس HHV گاز طبیعی محاسبه می‌شود. راندمان براساس LHV گاز طبیعی تقریباً ۱۰٪ بیشتر از زمانی است که محاسبات براساس HHV انجام گیرد. به عبارت دیگر در خروجی کامل ۳۰kW راندمان تقریباً ۲۵٪ است. ذکر این نکته مهم است که تولیدکنندگان میکروتوربین، بازده آن را براساس LHV بیان می‌کنند [۱].

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله عملکرد یک میکروتوربین در سامانه تولید همزمان براساس تحلیل ترمودینامیکی شرح داده شد. چنانچه اشاره شد میکروتوربین‌ها فناوری جدید با سرعت چرخشی بالا و نسبت فشار پایین بوده و در مقایسه با دیگر فناوری‌های DG دارای مزایایی از قبیل؛ هزینه سرمایه‌گذاری و تعمیرات اولیه کمتر، انتشار آلودگی نسبتاً کم، قابلیت اطمینان بالاتر و سروصدای پایین (70-80 dB) بدلیل اجزای متحرک کمتر آنها هستند [۵].

برای کمک به تجزیه و تحلیل و ارزیابی انرژی در میکروتوربین‌ها، یک الگوی ساده ریاضی براساس تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی فرآیندهای جریان برای هر مولفه پیشنهاد شد. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی یک میکروتوربین تجاری، صحت و دقت این الگو بررسی شد. نشان داده شد که الگوی ریاضی پیشنهادی می‌تواند برای تحلیل تولید همزمان

- [1] CHP Technologies, *U.S. Environmental Protection Agency*, Combined Heat and Power Partnership, December 2008.
- [2] Hinnells. M., "Combined Heat and Power in Industry and Buildings", *Int. J. of Energy Policy*, Vol. 36, pp 4522-4526, 2008.
- [3] Sun, Z., and Xie, N., "Experimental Studing of a Small Combined Cold and Power Systems Driven by a Micro gas turbine", *Int. J. Applied Thermal Engineering*, 2010.
- [4] Sanaye, S., Aghaei Meybodi, M. and Shokrollahi, S., "Selecting the Prime Movers and Nominal Powers in Combined Heat and Power Systems", *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp 1177-1188, 2008.
- [5] Sanaye, S. and Raessi Ardali, M., "Estimating the Power and Number of Microturbines in Small-Scale Combined Heat and Power Systems", *Int. J. Applied Energy*, 2009.
- [6] Onovwiona, H. I. and Ugursal, V. I., "Residential CogenerationS: Review of the Current Technology", *Int. J. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 10, pp 389-431, 2006.
- [7] Staunton, R. H. and Ozpineci, B., "Microturbine Power Conversion Technology Review", *Oak Ridge National Laboratory, Washington DC*, Tech. Rep. ORNL/TM-2003/74, Apr. 2003.
- [8] Claire Soares, P. E., "Microturbines", Elsevier, 2007.
- [9] Kaikko, J. and Backman, J., "Technical and Economic Performance Analysis for a Microturbine in Combined Heat and Power Generation", *Int. J. Energy* Vol. 32, pp 378-387, 2007.
- [10] Pilavachi, P. A., "Mini- and Microturbines for Combined Heat and Power", *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp 2003-2014, 2002.
- [11] Jurado, F., "Modeling Microturbines Using Hammerstein Models", *Int. J. Energy Research*, Vol. 29, pp 841-855, 2005.
- براساس آن، مورد استفاده قرارگیرد. با توجه به نتایج شبیه‌سازی و نمودارهای ارائه‌شده، تاثیر برخی پارامترهای مهم از قبیل نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین، دمای محیط ورودی به کمپرسور هوا و کارایی مبدل بازیاب بر روی راندمان کلی سامانه تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفت.

۶- فهرست علائم:

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/kg.°K)
E	نیروی برق تولیدی (kW)
f	نسبت سوخت به هوا (-)
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
H	نرخ حرارت تولیدی (kW)
LHV	ارزش حرارتی بالای سوخت (kJ/kg)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (Pa)
Q	نرخ انرژی حاصل از احتراق سوخت (kW)
R_p	نسبت فشار (-)
T	دما (°C)
\dot{W}	کار تولیدی (kW)
x°	کسر مولی گازها (-)
γ	نسبت دو گرمای ویژه
η	راندمان
a	هوا
c	کمپرسور
cc	محفظه احتراق
CHP	سامانه تولید همزمان
f	سوخت
g	گازها
rec	مبدل بازیاب
t	توربین

جدول (۲): خواص ترموفیزیکی گازها و شرایط شبیه‌سازی

مقدار عددی	خواص ترموفیزیکی
	هوای ورودی به کمپرسور
٪۶۱	رطوبت نسبی
۱/۰۱۳	فشار کمپرسور هوا (bar)
۲۹۸	دما (K)
۱/۰۰۵	گرمای ویژه (kJ/kg.°K)
۲۸/۶۴۸	جرم ملکولی (kg/kmole)
۱/۴	نسبت دو گرمای ویژه
٪۵	افت فشار در مبدل بازیاب
	سوخت
٪۵	افت فشار در محفظه احتراق
٪۹۸	راندمان احتراق
۱۶/۰۴۳	جرم ملکولی (kg/kmole)
	مخلوط گازهای خروجی
۱/۱۷	گرمای ویژه (kJ/kg.°K)
۱/۳۳	نسبت دو گرمای ویژه
٪۳	افت فشار در مبدل بازیاب
۰/۲۰۵۹	کسر مولی اکسیژن
۰/۷۷۴۸	کسر مولی ازت
۰/۰۰۰۳	کسر مولی دی اکسید کربن
۰/۰۱۹	کسر مولی بخار آب

[12] Jurado, F., "Non-Linear Modeling of Micro-Turbines Using NARX Structures on the Distribution Feeder", *Int. J. Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp 385-401, 2005.

[13] Labinov, S. D., Zaltash, A., Rizy, D. T., Fairchild, P. D., Devault, R. C. and Vineyard, E. A., "Predictive Algorithms for Micro-Turbine performance for B CHP Systems", *J. ASHRAE Transactions*, Vol. 108, pp 670-681, 2002.

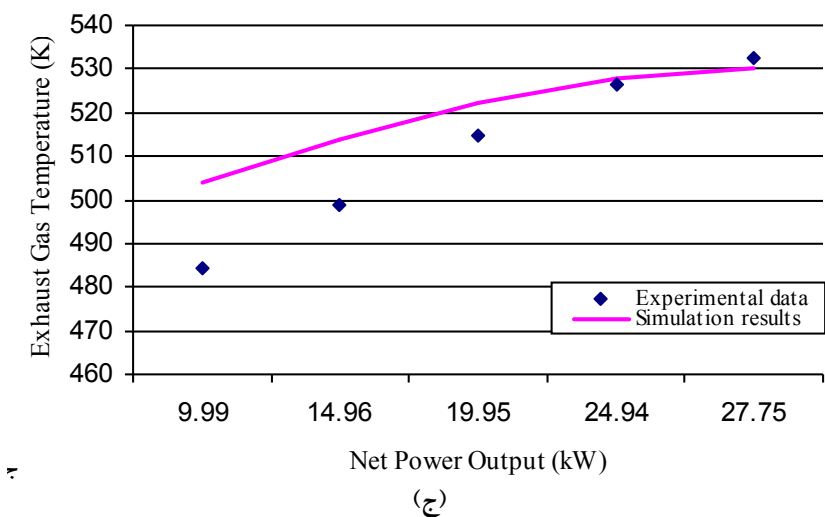
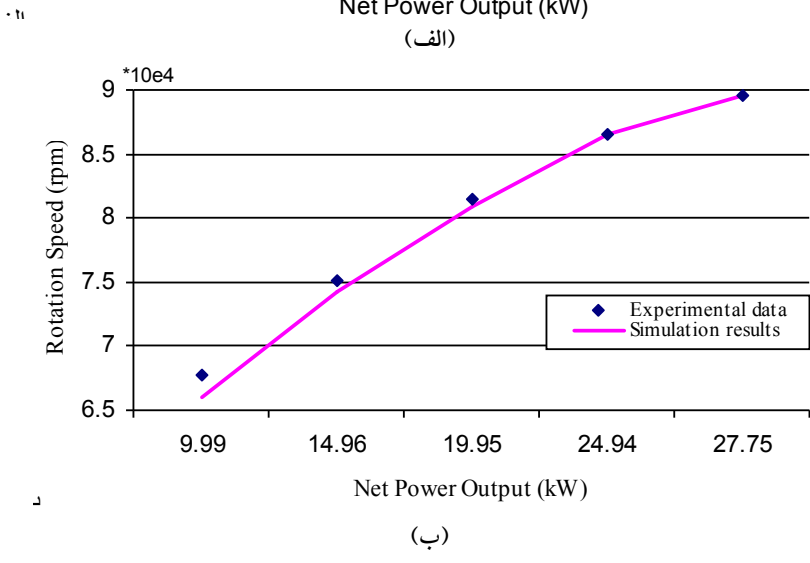
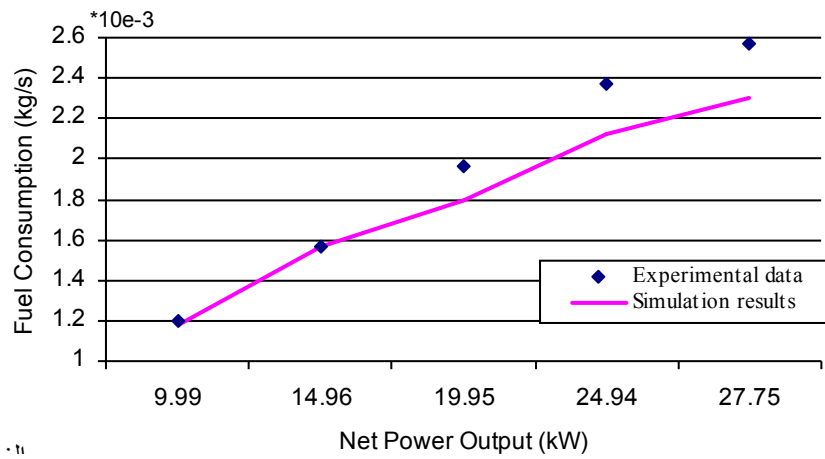
[14] Ehyaei, M. A. and Bahadori, M. N., "Selection of Microturbines to Meet Electrical and Thermal Energy Needs of Residential Buildings in Iran", *Int. J. Energy and Buildings*, Vol. 39, pp 1227-1234, 2007.

[15] Ehyaei, M. A. and Mozafari, A., "Energy, Economic and Environmental (3E) Analysis of a Micro Gas Turbine Employed for On-site Combined Heat and Power Production", *Int. J. Energy and Buildings*, pp1-6, 2009.

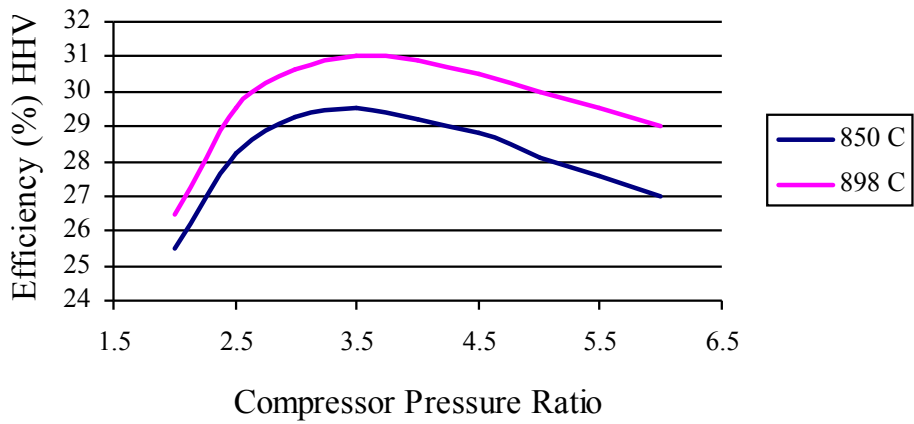
[16] Hao, X., Zhang, G., chen, Y. and Zhou, J., "Thermodynamic Model and Numerical Simulation of Single-Shaft Micro-Turbines Performance", *J. HVAC Technologies for Energy Efficiency*, Vol. IV-10-1, pp1-7, 2006.

جدول (۱): پارامترهای طراحی میکروتوربین [۱۰]

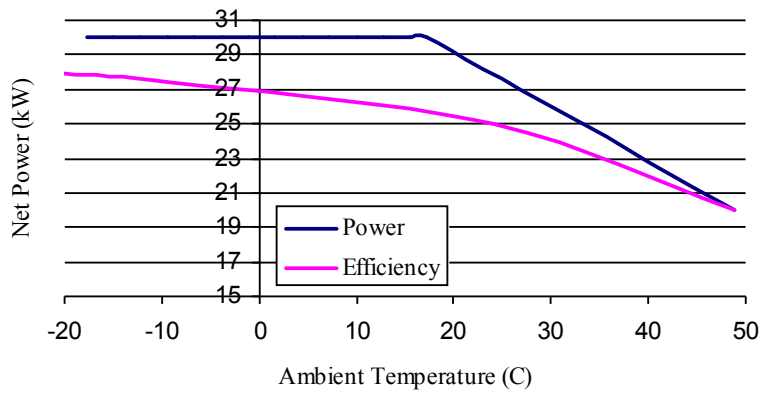
مقدار عددی	تعریف
۱۱۱۶	دمای ورودی به توربین (K)
۰/۳۱	دبی جرمی جریان کمپرسور هوا (kg/s)
۹۶۰۰۰	ماکزیمم سرعت چرخشی (rpm)
۷۹٪	راندمان آدیاباتیک کمپرسور
۸۰٪	راندمان مبدل بازیاب
۳/۴	نسبت فشار کمپرسور
۲۳/۶ ± ۱/۸	راندمان حرارتی سامانه (براساس HHV)
۲۹۸	دمای محیط (K)
۱۰۱۳۲۵	فشار محیط (pa)
۲۸ ± ۱	قدرت خروجی خالص میکروتوربین (kW)



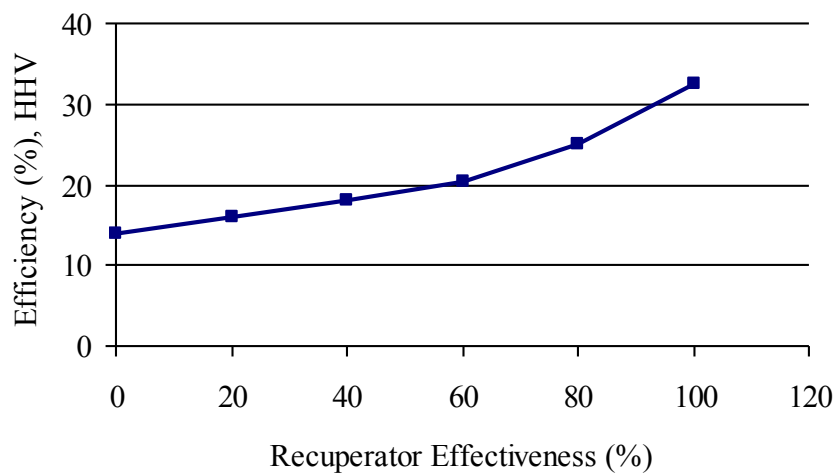
شکل (۳): مقایسه داده‌های تجربی و نتایج شبیه‌سازی



شکل (۴): راندمان میکروتوربین به صورت تابعی از نسبت فشار کمپرسور و دمای احتراق توربین گاز



شکل (۵): تاثیر دمای محیط بر عملکرد میکروتوربین



شکل (۶): تاثیر رکوپراتور بر راندمان میکروتوربین