



## آنالیز عملکرد یک میکروتوربین در تولید همزمان حرارت و قدرت

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

E-mail: [mpourhasanzadeh@stud.pwut.ac.ir](mailto:mpourhasanzadeh@stud.pwut.ac.ir)

**چکیده:** امروزه مفهوم و تکنولوژی تولید پراکنده به دلیل مزایای قابل توجه اقتصادی و زیست‌محیطی، مورد توجه فراوان قرار گرفته و به سرعت در حال پیشرفت است. تولید همزمان برق و گرما یا به اختصار تولید همزمان، یکی از مهم‌ترین کاربردهای 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. یکی از جدیدترین انواع مولدهای سیستم‌های همزمان که در کاربردهای غیرصنعتی بطور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند، میکروتوربین‌ها هستند که علیرغم داشتن حجم و وزن کم، توانایی تولید قدرت نسبتاً بالایی دارند. در این مقاله برای بررسی قابلیت استفاده از میکروتوربین در یک سیستم تولید همزمان، هر یک از بخش‌های سیکل میکروتوربین با استفاده از قوانین ترمودینامیک مدلسازی می‌شود. 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 می‌گیرد.

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

## Performance Analysis of a Micro-turbine for CHP Production

M. Pourhasanzadeh, M.S. Student Energy Department, Power and Water University of Technology

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

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

**Abstract:** Nowadays, due to significant economic and environmental merits, the conception and technology of distributed generation are being widely concerned and fleetly developed. Combined production of heat and power or cogeneration 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.

**Keywords:** Modelling, Micro-turbine, CHP, and Distributed generation.

## ۱- مقدمه

تولید پراکنده (Distributed Generation) عبارتست از تولید برق در محل مصرف یا در نزدیکی آن با استفاده از سیستم‌های تولید برق نسبتاً کوچک که ظرفیت آن‌ها معمولاً کمتر از ۲۵MW می‌باشد. تولید همزمان برق و حرارت (Combined Heat and Power) یکی از مهم‌ترین کاربردهای تولید پراکنده و عبارت است از تولید همزمان ترمودینامیکی دو یا چند شکل انرژی از یک منبع اولیه. در CHP از انرژی گرمایی تولید شده در فرآیند تولید قدرت به عنوان منبع انرژی استفاده می‌شود. مصرف‌کنندگانی که نیازمند انرژی گرمایی زیادی در طول روز هستند، مانند صنایع تولیدی، بیمارستان‌ها، خشکشویی‌ها و ... می‌توانند برای کاهش هزینه‌های خود از CHP استفاده نمایند [۲۱].

انتخاب یک سیستم CHP برای یک کاربرد خاص به عوامل بسیاری از جمله مقدار برق مورد نیاز، دوره کار (duty cycle)، محدودیت فضا، نیاز حرارتی، دسترسی به سوخت، قیمت مناسب و ... بستگی دارد [۳-۵]. اندازه سیستم‌های CHP براساس توان الکتریکی 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 سیستم‌های CHP از حدود ۲۵kW مولد میکروتوربین تا ۲۵۰MW توربین‌های گاز است [۲۱]. صنایع در مرجع [۴] به بررسی سه نوع محرک اولیه توربین گاز، موتور دیزل و موتور احتراق داخلی برای یک سیستم 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.

میکروتوربین‌ها به عنوان یکی از محرک‌های اولیه CHP،

توربین‌های گازی کوچکی هستند که براساس سیکل برایتون با راندمان ۳۰٪ عمل می‌نمایند [۷و۶]. این توربین‌ها دارای ساختاری ساده بوده و به راحتی با استفاده از انواع سوخت‌ها (گاز طبیعی، پروپان و یا سایر مشتقات گاز طبیعی) می‌توانند به تولید انرژی الکتریکی با استفاده از ژنراتورهای ترکیب شده با خود بپردازند. میکروتوربین‌ها قدرتی بین ۲۵ تا ۵۰۰kW تولید کرده و در سرعت‌های بالا بین ۵۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰rpm عمل می‌کنند [۸-۱۱].

برای تحلیل دقیق و ارزیابی پتانسیل ذخیره انرژی و نیز توجیه اقتصادی میکروتوربین جهت کاربرد DG و استفاده در سیستم تولید همزمان، مدلی ساده اما به اندازه کافی دقیق مطلوب است. برخی از مدل‌های ارائه شده، از معادلات کلی موازنه جرم، ممتوم و انرژی استفاده می‌کنند. بنابراین غیرخطی و بسیار پیچیده بوده و برای محاسبه به زمان بیشتری نیاز دارند. برخی از این مدل‌ها که توسط Jurado ارائه شده‌اند [۱۲و۱۳]. برای تحلیل توربین‌های گاز مناسب‌ترند. Labinov براساس داده‌های آزمایشی یک میکروتوربین تجاری، مدلی شبه تجربی پیشنهاد کرد [۱۴]. او راندمان‌های توربین، کمپرسور و رکوپراتور را ثابت در نظر گرفت و فرض کرد خواص ترموفیزیکی هوا و سوخت تغییر نمی‌کنند که در عمل غیرممکن است. احیائی انتخاب یک میکروتوربین برای تامین کلیه نیازهای الکتریکی، گرمایش، سرمایش و آب خانگی در یک ساختمان مسکونی در تهران، اهواز و همدان را بررسی نموده [۱۵]. و در مرجع [۱۶] به تحلیل اقتصادی یک میکروتوربین گازی در یک سیستم CHP پرداخت. صنایع [۶] با استفاده از تحلیل اقتصادی- انرژی به انتخاب نوع و تعداد میکروتوربین مورد نیاز برای منحنی بار گرما و برق در طول یک سال پرداخت و سود سالیانه را به عنوان تابع هدف در نظر گرفت. Kaikko تاثیر رکوپراتور و روش‌های مختلف کنترل بار بر اقتصاد کلی عملیات را تحلیل کرد [۱۰]. او

ورودی را متراکم می‌کند. سپس هوا با استفاده از حرارت گازهای خروجی توربین، در رکوپراتور پیش گرم می‌شود. هوای گرم خروجی از رکوپراتور در محفظه احتراق با سوخت مخلوط شده و گاز داغ حاصل از احتراق، با سرعت زیاد به توربین وارد شده و پس از برخورد به پره‌های توربین منبسط می‌گردد. سپس گازهای داغ از آگزوز وارد رکوپراتور شده و سیکل به طور پیوسته تکرار می‌شود. بخشی از نیروی تولید شده توسط توربین، صرف چرخاندن کمپرسور هوا و باقیمانده از طریق یک شفت رابط به ژنراتور منتقل می‌شود که توان الکتریکی با فرکانس بالا و متغیر تولید می‌کند. این توان نخست با یکسوسازی به جریان DC و سپس به جریان متناوب با فرکانس ۵۰ یا ۶۰ هرتز تبدیل می‌شود.

برخی مشخصه‌های طراحی میکروتوربین‌ها برای سیستم‌های CHP به صورت زیر است [۷، ۶ و ۱۷]:

- محصولات خروجی احتراق، دمایی در محدوده ۴۰۰ تا  $600^{\circ}F$  ( $315^{\circ}C$  تا  $204^{\circ}C$ ) دارند که برای برآوردن نیازهای حرارتی ساختمان‌ها کاملاً مناسب است.
- میکروتوربین‌ها می‌توانند با استفاده از سوخت‌های متنوعی کار کنند از جمله گاز طبیعی، گاز ترش (باگوگرد بالا) و سوخت‌های مایع مثل بنزین، نفت سفید و سوخت دیزل.
- عمر مفید آن‌ها در حدود ۴۰۰۰۰ تا ۸۰۰۰۰ ساعت است.
- گستره کاری آن‌ها معمولاً بین ۳۰ تا  $350\text{ kW}$  می‌باشد در حالیکه توان تولیدی توربین‌های سنتی از  $50\text{ kW}$  تا  $350\text{ MW}$  است.
- در صورت استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت، دمای ورودی پایین و نسبت بالای سوخت به هوا منجر به انتشار  $\text{NO}_x$  کمتر از  $10\text{ ppm}$  می‌شوند. ۶- ابعاد آنها در حدود  $12\text{ ft}^3$  می‌باشد.

پارامترهای کنترل را درجه حرارت ورودی توربین و سرعت چرخش شافت در نظر گرفت و در انتها یک مدل عملکرد حالت پایدار برای توصیف اجزای سازنده میکروتوربین ارائه داد. هدف این مقاله ارائه یک مدل ریاضی ساده برای یک میکروتوربین تک شافتی است. این مدل 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 سیستم تولید همزمان می‌پردازد.

## ۲- میکروتوربین در سیستم‌های CHP

استفاده از میکروتوربین‌ها، تنها به بخش‌های تجاری، اداری و مسکونی محدود می‌گردد و در کاربردهای صنعتی باید از توربین گاز یا محرک‌های موجود دیگر استفاده کرد. اکثر میکروتوربین‌ها یک کمپرسور و توربین تک مرحله‌ای گریز از مرکز دارند و از یک ژنراتور مغناطیس دائم سرعت بالا برای تولید برق متناوب استفاده می‌کنند. همچنین به دلیل بالا بردن راندمان کلی سیستم و بهینه سازی انرژی می‌توان از گرمای حاصل از احتراق سوخت در این توربین‌ها نیز استفاده نمود. دبی جرمی گاز خروجی از آن‌ها ۳٪ تا  $2/3\text{ kg/s}$  است [۶].

در هنگام استفاده از میکروتوربین‌ها به صورت CHP یک مبدل حرارتی ثانویه، انرژی باقیمانده در خروجی میکروتوربین را برای تهیه آب گرم منتقل می‌نماید. حرارت خروجی ممکن است در مواردی مانند گرمایش محیط و تامین حرارت فرآیندی مورد استفاده قرار گیرد. بیشترین موارد استفاده CHP‌ها برای تامین آب گرم و گرمایش محیط بوده ولی ساده‌ترین کاربرد آن تامین آب گرم می‌باشد.

شکل (۱) دیاگرام یک میکروتوربین تک شافت با رکوپراتور را نشان می‌دهد. در این سیستم، یک کمپرسور شعاعی هوای

## ۳- مدل سازی ترمودینامیکی سیکل میکروتوربین

سیکل ترمودینامیکی یک میکروتوربین گازی در شکل (۲) نشان داده شده است. فرضیات بکار رفته در مدل سازی ترمودینامیکی میکروتوربین ها عبارتند از: ۱- جریان سیال پایه، و کمپرسور و توربین آدیاباتیکی می باشند. ۲- هوا و گازهای احتراق را گاز کامل فرض می کنیم. ۳- برای گرمای ویژه گازها مقدار متوسطی در نظر گرفته شده است. ۴- تغییرات اکسرژی و انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز فرض شده اند. ۵- شرایط محیطی (دما و فشار) با شرایط ورود به کمپرسور یکسان فرض شده اند.

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 آیزنتروپیک و دمای هوای خروجی از کمپرسور به صورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a C_{P,a} (T_2 - T_1) \quad (۱)$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[ r_{P,AC}^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} ;$$

$$\eta_{AC,S} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1}, r_{P,AC} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (۲)$$

$P_r$  فشار نسبی،  $\dot{m}_a$  دبی جرمی هوا و  $h$  آنتالپی مخصوص هواست. مشخصات هوا در  $P_a = 1.013 \text{ bar}$  و  $C_{P,a} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$  و  $\gamma_a = 1.4, T_a = 25^\circ\text{C}$  است.

## ۳-۲- رکوپراتور (فرآیند ۲-۳ و ۴-۵)

هدف از استفاده از رکوپراتور که یک بازیاب حرارتی است، کاهش مصرف سوخت و بهبود راندمان حرارتی یک

میکروتوربین می باشد که از انرژی گازهای گرم خروجی از توربین برای پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده می کند.

$$P_3 = P_2(1 - \Delta P_{a,rec}), P_6 = P_5(1 - \Delta P_{g,rec}) \quad (۳)$$

$$\dot{m}_a C_{P,a} (T_3 - T_2) = \dot{m}_g C_{P,g} (T_5 - T_6) \quad (۴)$$

$$\eta_{rec} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_6} \quad (۵)$$

$\dot{m}_g$  دبی جرمی گاز مشتعل است.  $\Delta P_{a,rec} = 5\%$  و  $C_{P,g} = 1.17 \text{ kJ/kgK}$  و  $\Delta P_{g,rec} = 3\%$  می باشند.

## ۳-۳- محفظه احتراق (CC)

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

$$\text{و } h_3 = C_{P,a} (T_3 - T_a), h_4 = C_{P,g} (T_4 - T_a) \quad (۶)$$

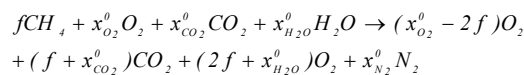
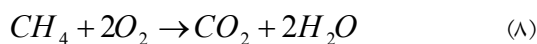
علاوه بر پایستاری انرژی، جرم نیز در طول احتراق پایستار

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \text{ است:}$$

$$P_4 = P_3(1 - \Delta P_{CC}) \quad (۷)$$

که  $\eta_{CC} = 0.98$  بازده حرارتی محفظه احتراق و  $\Delta P_{CC} = 5\%$  است.

سوخت را متان خالص در نظر می گیریم. همچنین براساس واکنش زیر احتراق کامل در محفظه احتراق انجام می شود.



در این معادله،  $f$  نسبت مولی سوخت به هواست. جرم مولی هوا و متان نیز برابر مقادیر زیر می باشد:

سوخت در میکروتوربین است.

$$M_a = 28.648 \text{ kg/kmole} \quad (9)$$

$$M_{CH_4} = M_f = 16.043 \text{ kg/kmole}$$

کسر مولی هوا (با رطوبت ۶۰٪) نیز به صورت زیر است:

$$x_{O_2}^0 = 0.2059, x_{CO_2}^0 = 0.0003, x_{H_2O}^0 = 0.0190 \quad (10)$$

#### ۴- ارزیابی صحت مدل

برای بررسی دقت مدل ارائه شده در بالا، داده‌های عملیاتی یک میکروتوربین تجاری از مرجع [۱۰] را در نظر می‌گیریم. این میکروتوربین یک واحد سه فاز 480-VAC/30KW با توان خالص خروجی ۲۸KW است. راندمان حرارتی کلی بر مبنای ارزش حرارتی بالای سوخت تحت شرایط عملیاتی استاندارد در حدود ۲۳/۶٪ است. شرایط شبیه‌سازی در جدول (۱) داده شده است.

شکل (۳ الف) مقایسه مصرف سوخت بین اندازه‌گیری‌های تجربی و نتایج شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. از این شکل به خوبی مشخص است که نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی روند تغییرات یکسانی دارند. با افزایش قدرت خروجی، میزان مصرف سوخت به صورت نسبتاً خطی افزایش می‌یابد. گرچه مطابق شکل نتایج شبیه‌سازی تماماً کمتر از مصرف سوخت تجربی 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.

شکل (۳ ب) سازگاری سرعت چرخشی شبیه‌سازی شده با سرعت چرخشی آزمایشی را نشان می‌دهد. مقایسه بین دمای گاز خروجی شبیه‌سازی و اندازه‌گیری شده در شکل (۳ ج) نشان داده شده است. طبق شکل نتایج شبیه‌سازی تحت شرایط بار طراحی و یا در نزدیکی آن تقریباً مطابق با نتایج آزمایشی است اما یک خطای نسبتاً بزرگ‌تر تحت شرایط ظرفیت پایین‌تر، بین نتایج وجود داشته و داده‌های اندازه‌گیری شده کمتر از نتایج

#### ۴-۳- توربین (فرآیند ۵-۴)

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{P,g} (T_4 - T_5) \quad (11)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (12)$$

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[ 1 - r_{P,GT}^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}; \eta_{T,S} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (13)$$

$$r_{P,GT} = \frac{P_{r4}}{P_{r5}} = \frac{P_4}{P_5}, \gamma_g = 1.33 \quad (13)$$

#### ۵-۳- مولد بخار بازیاب حرارت (HRSG)

$$T_{8P} = T_9 - \Delta T_A \quad (14)$$

$$\Delta T_P = T_{7P} - T_9 > 0 \quad (15)$$

$$\dot{m}_g C_{P,g} (T_6 - T_{7P}) = \dot{m}_s (h_{8P} - h_9) \quad (16)$$

$$T_7 = T_6 - \frac{\dot{m}_s (h_8 - h_9)}{\dot{m}_g C_{P,g}} \quad (17)$$

#### ۶-۳- راندمان و مصرف ویژه سوخت

بازده حرارتی سیستم CHP به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{CHP} = \frac{E_{CHP} + H_{CHP}}{Q_f} \quad (18)$$

صورت کسر حاصل جمع انرژی الکتریکی خروجی و حرارت مفید تولید شده توسط سیستم CHP و مخرج کسر، مقدار سوختی است که توسط سیستم CHP مصرف می‌شود. راندمان کلی سیستم‌های CHP بیش از ۷۰٪ است.  $Q_f$  همان ارزش حرارتی بالای سوخت می‌باشد که در این مقاله برابر

50 MJ/kg بوده و  $SFC = \dot{m}_f / \dot{W}_{net}$  مصرف ویژه

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 رکوپراتور بستگی دارد.

در این مقاله یک میکروتوربین Capston C30 را در نظر گرفتیم. وقتی میکروتوربین در خروجی کامل ۳۰kW تنظیم شده، راندمان حدوداً ۲۳٪ است. هرچند وقتی قدرت کاهش می‌یابد به عنوان مثال ۱۰kW، 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 میکروتوربین در سیستم CHP براساس تحلیل ترمودینامیکی شرح داده شد. چنانچه بحث شد میکروتوربین‌ها یک تکنولوژی جدید با سرعت چرخشی بالا و نسبت فشار پایین بوده و در مقایسه با دیگر تکنولوژی‌های DG دارای مزایای هزینه تعمیر و سرمایه‌گذاری اولیه کمتر، انتشار آلودگی نسبتاً کم، قابلیت اطمینان بالاتر و سطح نویز پایین (70-80 dB) بدلیل اجزای متحرک کمتر آنها هستند [۶].

برای کمک به تجزیه و تحلیل و ارزیابی انرژی، یک مدل ساده ریاضی براساس تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی فرآیندهای جریان برای هر مولفه پیشنهاد شد. نتایج مدلسازی و بررسی صحت این مدل توسط اطلاعات عملیاتی یک میکروتوربین تجاری، نشان داد که مدل ریاضی پیشنهاد شده می‌تواند برای تحلیل تولید همزمان براساس آن، مورد استفاده قرار گیرد. با

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

بنابراین ارزیابی نتایج مدل پیشنهاد شده نشان می‌دهد که این مدل با وجود برخی خطاها بین نتایج شبیه‌سازی شده و آزمایشی، می‌تواند خصوصیات عملیاتی میکروتوربین را شبیه‌سازی کند و در نتیجه برای تحلیل عملکرد آن مورد استفاده قرار گیرد.

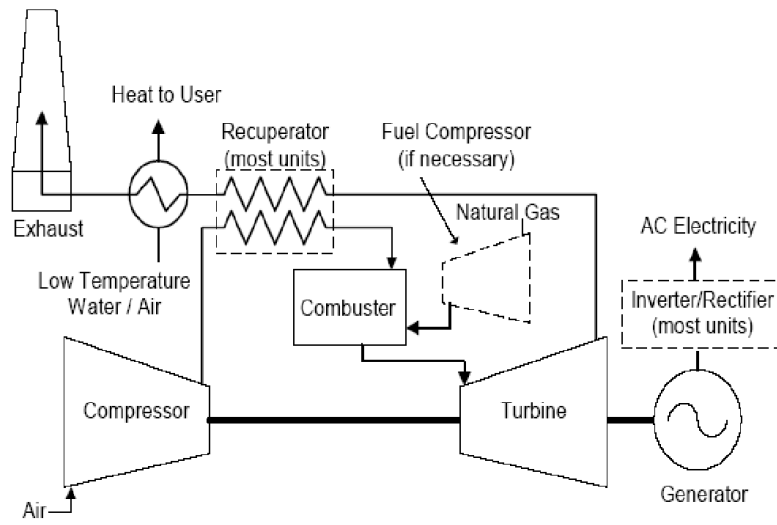
نمودارهای زیر به ترتیب تاثیر نسبت فشار کمپرسور هوا، دمای احتراق توربین گاز، دمای محیط و بازده رکوپراتور را بر عملکرد میکروتوربین ۳۰kW نشان می‌دهند.

شکل (۴) راندمان میکروتوربین را به صورت تابعی از نسبت فشار کمپرسور برای گستره دمای احتراق توربین گاز ۸۵۰ تا ۸۹۸°C نشان می‌دهد. با توجه به شکل فوق، درجه حرارت بالاتر ورودی به توربین گاز منجر به راندمان بیشتر خواهد شد، همچنانکه راندمان سیکل گاز با افزایش درجه حرارت ورودی به توربین گاز افزایش می‌یابد. شکل نشان می‌دهد که محدوده بهینه عملکرد برای ماکزیمم راندمان در گستره نسبت فشار ۳ تا ۴ است.

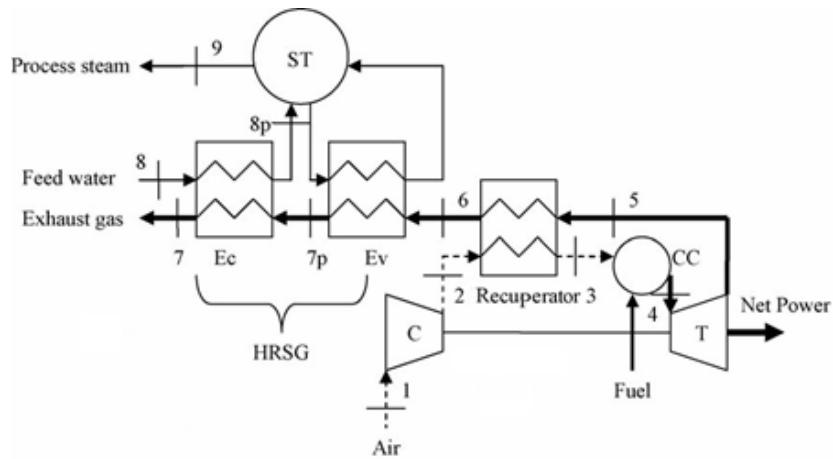
مطابق شکل (۵)، کاهش قدرت و راندمان در دماهای بالای محیط بدین معنا است که عملکرد میکروتوربین در پایین‌ترین سطح خود است. با استفاده از خنک کننده هوا می‌توان قدرت و راندمان کاهش یافته ناشی از درجه حرارت بالای هوای محیط را بهبود بخشید.

شکل (۶) تاثیر رکوپراتور بر راندمان میکروتوربین را نشان می‌دهد. مطابق شکل با افزایش کارایی رکوپراتور، راندمان میکروتوربین نیز افزایش می‌یابد. ظرفیت یک رکوپراتور با

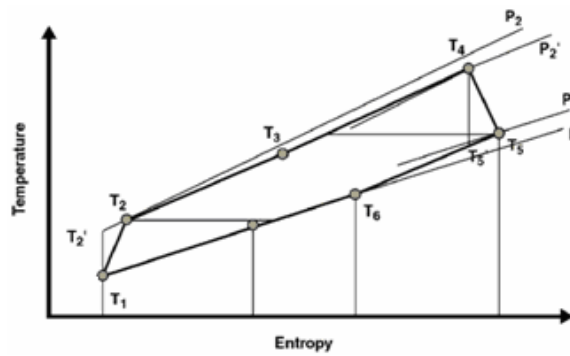
- توجه به مدلسازی صورت گرفته و نمودارهای ارائه شده، تاثیر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین، دمای محیط ورودی به کمپرسور هوا و کارایی رکوپراتور بر روی راندمان حرارتی مورد بررسی قرار گرفت.
- ۶- مراجع
- [9] Claire Soares, P.E., "Microturbines", Elsevier, 2007.
- [10] Kaikko, J. and Backman, J., "Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation", *Int. J. Energy* 32, 378-387, 2007.
- [11] Pilavachi, P.A., "Mini- and micro- turbines for combined heat and power", *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, 2003-2014, 2002.
- [12] Jurado, F., "Modeling Micro-Turbines Using Hammerstein Models", *Int. J. Energy Research*, Vol. 29, 841-855, 2005.
- [13] Jurado, F., "Non-Linear Modeling of Micro-Turbines Using NARX Structures on the Distribution Feeder", *Int. J. Energy Conversion and Management*, Vol. 46, 385-401, 2005.
- [14] Labinov, S.D., Zaltash, A., Rizey, D.T., Fairchild, P.D., Devault, R.C. and Vineyard, E.A., "Predictive Algorithms for microturbine performance for BCHP systems", *J. ASHRAE Transactions*, Vol. 108, 670-681, 2002.
- [15] Ehyaei, M.A. and Bahadori, M.N., "Selection of micro turbines to meet electrical and thermal energy needs of residential buildings in Iran", *Int. J. Energy and Buildings* 39, 1227-1234, 2007.
- [16] 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*, 1-6, 2009.
- [17] Hao, X., Zhang, G., chen, Y. and Zhou, J., "Thermodynamic Model and Numerical Simulation of Single-Shaft Microturbine Performance", *J. HVAC Technologies for Energy Efficiency*, Vol. IV-10-1, 1-7,
- [1] Catalog of 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. Energy Policy*, Vol. 36, 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, 1177-1188, 2008.
- [5] Hinnells, M., "Combined heat and power in industry and buildings", *Int. J. Energy Policy*, Vol. 36, 4522-4526, 2008.
- [6] 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.
- [7] Onovwiona, H.I. and Ugursal, V.I., "Residential cogeneration systems: review of the current technology", *Int. J. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 10, 389-431, 2006.
- [8] 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.



شکل (۱): طرحواره یک میکروتوربین رکوپراتوردار



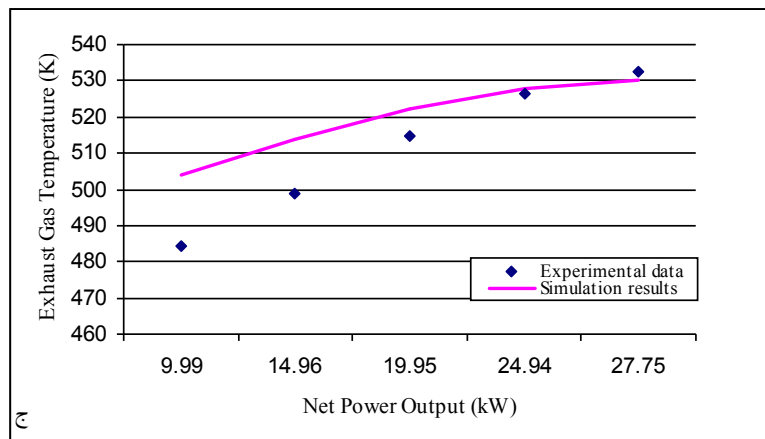
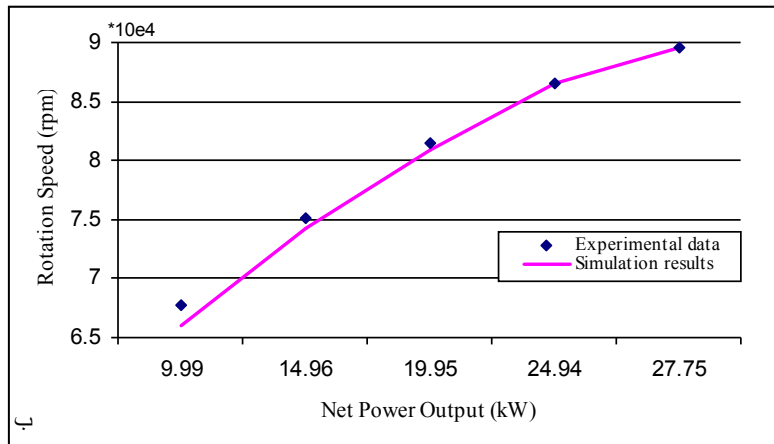
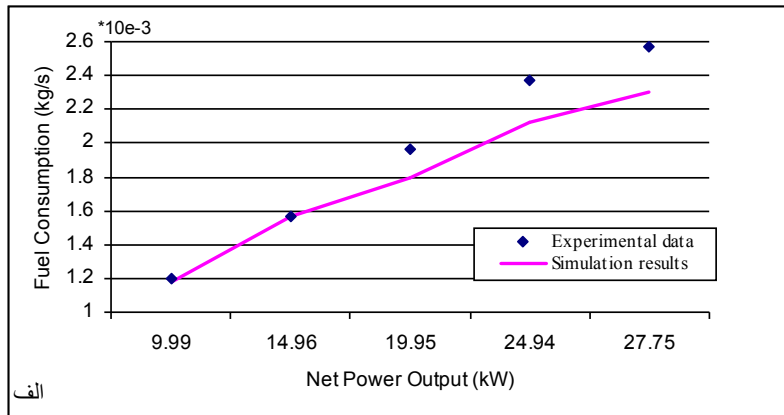
الف) طرحواره میکروتوربین گازی



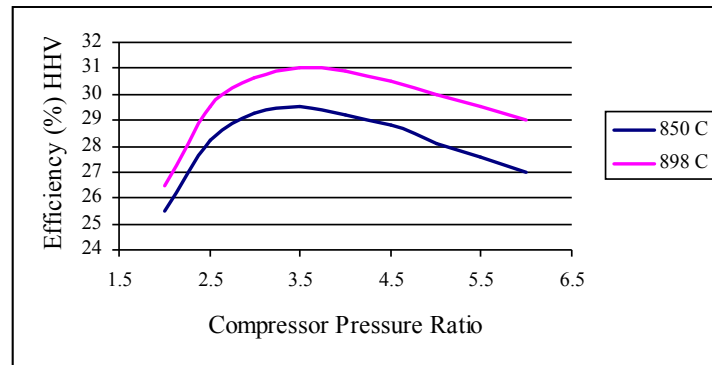
ب) دیاگرام سیکل

شکل (۲): الف) طرحواره و ب) دیاگرام سیکل میکروتوربین گازی

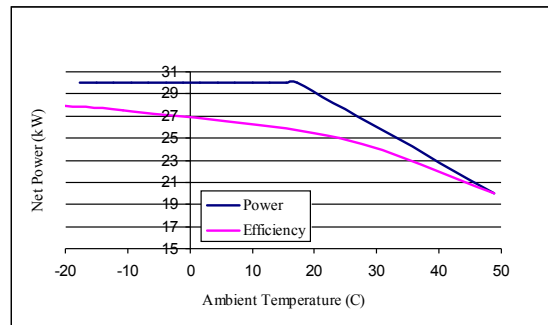
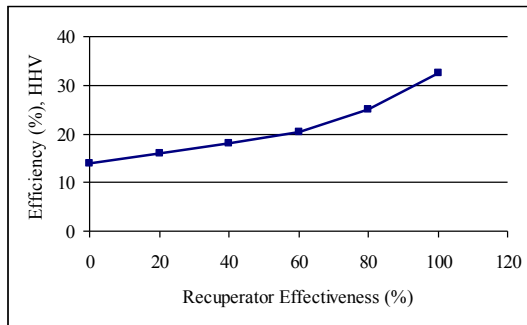




شکل (۳): مقایسه داده‌های تجربی و نتایج شبیه‌سازی



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

جدول ۱- پارامترهای طراحی میکروتوربین و شرایط شبیه سازی

مقدار	تعریف	پارامتر	مقدار	تعریف	پارامتر
۳/۴	نسبت فشار کمپرسور	$T_a (K)$	۱۱۱۶	دمای ورودی به توربین	$T_4 (K)$
$23/6 \pm$ $1/8$	راندمان حرارتی واحد (براساس HHV)	$\dot{W}_{net} (kW)$	۰/۳۱	دبی جرمی جریان کمپرسور هوا	$\dot{m}_a (kg/s)$
۲۹۸	دمای محیط	$r_{P,AC}$	۹۶۰۰۰	ماکزیمم سرعت چرخشی	$(rpm)$
۱۰۱۳۲۵	فشار محیط	$P_a (Pa)$	۷۹٪	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	$\eta_{AC,s}$
$28 \pm 1$	قدرت خروجی خالص میکروتوربین	$\eta_{CHP}$	۸۰٪	راندمان رکوپراتور	$\eta_{rec}$