

Study the effect of water injection upstream of the compressor of a gas microturbine engine on the off design performance

Fatemeh Rahmani¹, Abolghasem Mesgarpour Tousi^{2*}, Hossein Khaleghi³

¹ Amirkabir University of Technology/Aerospace Engineering Department

² Professor, Amirkabir University of Technology/Aerospace Engineering Department

³ Associate Professor, Amirkabir University of Technology/Aerospace Engineering Department

ABSTRACT

One of the disadvantages of microturbines, which are used as combined heat and power units, is the constant ratio of thermal power to electrical power at each operating point. A method that has recently been employed to address this issue and enable a variable thermal-to-electrical power ratio at any rotational speed is water injection into the microturbine. In this study, the Turbec T100 microturbine has been investigated. Initially, the performance of the Turbec T100 was simulated and validated against experimental results. Subsequently, by adding a heat recovery steam generator after the compressor and converting the Turbec T100 into a wet microturbine, the simulation code was upgraded, and the off-design performance of the wet microturbine was simulated. The results indicate that, with water injection, the electrical power and efficiency increase at all rotational speeds, while the thermal power and efficiency decrease. The maximum steam injection rate into the engine at 67,940.67 rpm is 0.03769 kg/s, which leads to a 33% increase in electrical power and a 62% decrease in thermal power. Therefore, by injecting different amounts of steam at each speed, it is possible to achieve a variable electrical-to-thermal power ratio.

KEYWORDS

Off-Design analysis, Micro Gas Turbine, Water Injection, Combined heat and Power, Turbec T100

* Corresponding Author: Email: tousi@aut.ac.ir

1. Introduction

Microturbines have attracted the attention of researchers in recent years, and many studies have been conducted on their performance. Kaiko and colleagues conducted a thermodynamic and economic study on microturbines with and without heat recovery units [1]. Karsana and colleagues used a simulation code to investigate the performance of the Turbec T100 microturbine under various environmental conditions and then validated their results with experimental data from their previous study [2],[3]. Prentice studied the evaporative cycle of microturbines combined with a heat recovery system. Montoro converted the Turbec T100 microturbine cycle into a wet cycle by installing a saturator between the compressor and the heat recovery unit, as well as an economizer after the heat recovery unit. Rael and Sanino proposed a new cycle by injecting water into the air exiting the Turbec T100 compressor and injecting a small amount of steam into the combustion chamber[4].

The amount of heat and power produced by the microturbine at each rotational speed is constant. Our objective is to achieve different heat outputs while maintaining a constant power output. To this end, water is injected into the engine. In this research, the Turbec T100 microturbine has been studied as a case study.

2. Methodology

By placing a heat recovery steam generator unit after the compressor and before the heat recovery unit, and by utilizing the heat from the turbine exhaust gases, the water injected into the cycle can be converted into steam. Thus, the dry microturbine cycle is transformed into a wet cycle. A schematic of the wet microturbine is shown in Figure 1.

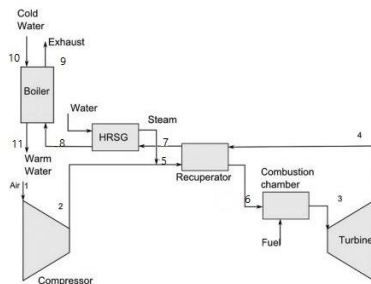


Figure 1. Wet microturbine schematic

In this research, the Turbec T100 engine has been studied. Initially, a code was developed to simulate the performance of the Turbec T100 engine, and the simulation results were validated against experimental

engine data[5]. Then, by adding a heat recovery steam generator unit to the cycle and upgrading the code, the off-design performance of the Turbec T100 engine was simulated under wet conditions.

The governing equations for the microturbine under off-design conditions are divided into two categories: component equations and compatibility equations. The set of component and compatibility equations creates a system of equations. Solving this system yields the various performance parameters of the engine at each speed, resulting in the engine's performance curve. The performance curves of the compressor and turbine are shown in Figures 2 and 3 [3].

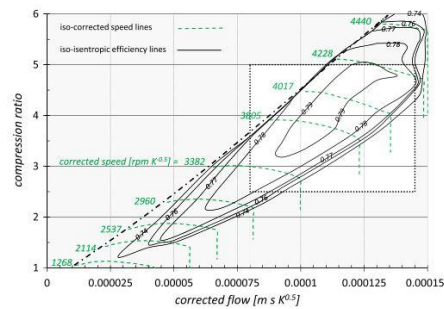


Figure 2. Performance curve of the Turbec T100 microturbine compressor

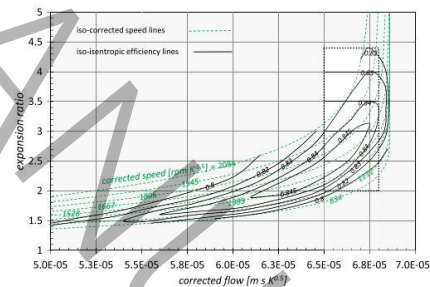


Figure 3. Performance curve of the Turbec T100 microturbine turbine

3. Results and Discussion

the performance line of the Turbec T100 turbine under dry and wet conditions is depicted in Figure 4. As observed, with the injection of water into the engine, the performance line shifts toward the surge line. This means that for each rotation with water injection, the airflow rate passing through the engine decreases, while the compressor pressure ratio increases. When the turbine outlet temperature remains constant, the generated steam flow rate depends on the mass flow rate of the turbine exhaust gases. Therefore, at lower speeds,

where the turbine exhaust gas flow rate is low, the amount of steam produced and injected into the engine decreases. Consequently, the increase in pressure ratio and the decrease in airflow rate due to steam injection are reduced at lower speeds, causing the wet engine performance line at low speeds to approach the dry engine performance line. Conversely, at higher speeds, the gap between the wet and dry engine performance lines becomes more pronounced.

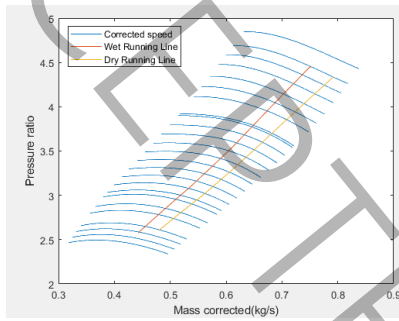


Figure 4. Performance line of wet and dry microturbine

In the dry mode, an electrical power of 90 kW is achieved at 67,774.91 revolutions per minute (rpm), whereas with steam injection, the same power output of 90 kW can be attained at a lower speed of 63,068.39 rpm and with higher efficiency. The engine operating points at speeds corresponding to power outputs of 60, 40, and 90 kW are indicated on the dry and wet performance lines in Figure 5. This demonstrates that in the wet microturbine, the desired power can be achieved at lower rotational speeds with improved efficiency compared to the conventional microturbine

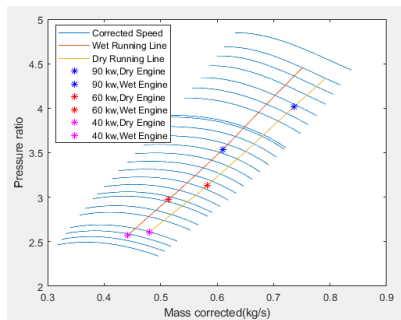


Figure 5. Operating point of the microturbine under dry and wet conditions at 40, 60, and 90 kilowatts

4. Conclusions

The maximum steam that can be produced using the heat of the gas exiting the turbine leads to achieving the highest electrical power and the lowest heat per cycle. If the amount of steam injected in each cycle is varied from the minimum to the maximum amount that can be injected, different values of the electrical power to heat ratio are obtained, which allows the engine to be flexible according to consumer demand. Other results of steam injection include increased power and electrical efficiency per cycle, increased pressure ratio, reduced flow through the compressor, and the engine's operation approaching the surge line. Additionally, the consumer can achieve the required electrical load at a lower speed and with higher electrical efficiency (compared to a conventional engine without steam injection).

5. References

- [1] J. Kaikko, J. Backman, L. Koskelainen, J. Larjola, Technical and economic performance comparison between recuperated and non-recuperated variable-speed microturbines in combined heat and power generation, *Applied thermal engineering*, 27(13) (2007) 2173–2180.
- [2] F. Caresana, G. Comodi, L. Pelagalli, M. Renzi, S. Vagni, Use of a test-bed to study the performance of micro gas turbines for cogeneration applications, *Applied Thermal Engineering*, 31(16) (2011) 3552–3558.
- [3] F. Caresana, L. Pelagalli, G. Comodi, M. Renzi, Microturbogas cogeneration systems for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and components' behavior, *Applied Energy*, 124 (2014) 17–27.
- [4] F. Reale, R. Sannino, Numerical modeling of energy systems based on micro gas turbine: a review, *Energies*, 15(3) (2022) 900.
- [5] S. Talebi, A. Tousi, A. Madadi, M. Kiaee, A methodology for identifying the most suitable measurements for engine level and component level gas path diagnostics of a micro gas turbine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 236(5) (2022) 2646–2661.

مطالعه‌ی تاثیر تزریق آب در بالادست کمپرسور یک موتور میکروتوربین گازی بر عملکرد

خارج از نقطه طراحی

فاطمه رحمانی^۱، ابوالقاسم مسگرپور طوسی^{۲*}، حسین خالقی^۳

۱- دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، frahmany123@aut.ac.ir

۲- استاد، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، tousi@aut.ac.ir

۳- دانشیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، khaleghi@aut.ac.ir

چکیده

یکی از معایب میکروتوربین‌ها که به عنوان واحد تولید همزمان برق و گرما مورد استفاده قرار می‌گیرند، نسبت ثابت توان حرارتی به توان الکتریکی در هر نقطه عملکردی است. روشی که اخیراً برای حل این مشکل مورد استفاده قرار گرفته است و سبب متغیر شدن نسبت توان حرارتی به توان الکتریکی میکروتوربین در هر دور می‌شود، تزریق آب به میکروتوربین است. در این پژوهش، میکروتوربین توربک تی ۱۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته است. در ابتدا عملکرد توربک تی ۱۰۰ شبیه‌سازی شده و با نتایج تجربی اعتبارسنجی شده است و سپس با افزودن یک بازیاب گرمای مولد بخار بعد از کمپرسور و تبدیل توربک تی ۱۰۰ به میکروتوربین مرطوب، کد شبیه‌سازی میکروتوربین ارتقا یافته و عملکرد میکروتوربین مرطوب در شرایط خارج از طراحی، شبیه‌سازی شده است. نتایج نشان می‌دهند که با تزریق آب در هر دور توان و راندمان الکتریکی افزایش و توان و راندمان حرارتی کاهش می‌یابند. بیشترین دبی بخار تزریقی به موتور در ۶۷۹۴۰٫۶۷ دور بر دقیقه، ۰٫۰۳۷۶۹ کیلوگرم بر ثانیه است که سبب افزایش ۳۳ درصدی توان الکتریکی و کاهش ۶۲ درصدی توان حرارتی می‌شود. بنابراین با تزریق مقادیر مختلف دبی بخار در هر دور می‌توان نسبت توان الکتریکی به توان حرارتی متغیر را ایجاد کرد.

کلمات کلیدی

میکروتوربین، عملکرد خارج از طراحی، واحد تولید همزمان انرژی، تزریق آب، توربک تی ۱۰۰.

میکروتوربین در سال‌های اخیر مورد توجه محققین قرار گرفته و مطالعات زیادی بر روی عملکرد آن صورت گرفته‌است. آقای ژانگ^۱، کای و هو^۲ نیز با استفاده از معادلات تحلیلی، مدلی برای بررسی عملکرد میکروتوربین در شرایط خارج از طراحی ارائه دادند [۱] و [۲]. کایکو و همکارانش مطالعه‌ی ترمودینامیکی و اقتصادی بر روی میکروتوربین به همراه بازیاب گرما و بدون بازیاب گرما انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که استفاده از بازیاب گرما از این جهت که نسبت توان الکتریکی به توان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد مفید است ولی صرفه‌ی اقتصادی ندارد [۳]. از آن‌جا که میکروتوربین‌ها، فناوری نسبتاً جدیدی هستند و استفاده از آن‌ها در نیروگاه‌های ترکیبی تجدیدپذیر (پنل‌های خورشیدی و توربین بادی) مورد توجه قرار گرفته‌است، عملکرد میکروتوربین در شرایط متفاوت محیطی اهمیت می‌یابد. کارسانا^۳ و همکارانش با استفاده از یک کد شبیه‌سازی، عملکرد موتور توربک‌تی^۴ ۱۰۰ را در شرایط مختلف محیطی بررسی و سپس با نتایج تجربی حاصل از مطالعه‌ی قبلی خود اعتبارسنجی کرده‌اند [۴] و [۵]. با در نظر گرفتن دمای ۱۵ درجه سلسیوس به عنوان دمای استاندارد، نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که یک درجه افزایش دمای محیط سبب می‌شود:

- ۱,۲۲٪ توان الکتریکی کاهش می‌یابد.
- ۰,۵۱٪ راندمان الکتریکی کاهش می‌یابد.
- ۰,۱٪ توان حرارتی کاهش می‌یابد.
- ۰,۷۰٪ راندمان حرارتی افزایش می‌یابد.
- نسبت توان حرارتی به توان الکتریکی ۱,۳٪ افزایش می‌یابد.

در سال‌های اخیر برای افزایش راندمان میکروتوربین، تزریق آب و یا بخار آب به سیکل مورد توجه قرار گرفته‌است. تزریق آب به سیکل از آن جهت که سبب کاهش دمای ورودی به توربین می‌شود تولید ناکس^۴ را نیز کاهش می‌دهد. پرنته^۵ سیکل تبخیری میکروتوربین به همراه بازیاب گرما را مورد مطالعه قرار داد. افزایش توان و راندمان الکتریکی میکروتوربین از نتایج مطالعه‌ی او بود. او تأثیرات تزریق آب را روی دو موتور ۱۰۰ و ۵۰۰ کیلوواتی بررسی و پس از انجام یک مدل اقتصادی به این نتیجه رسید که هزینه‌های میکروتوربین تبخیری نسبت به هزینه‌های یک میکروتوربین ساده کمتر است. منترو^۶ با قرار دادن یک اشباع کننده بین کمپرسور و بازیاب گرما و همچنین یک اکونومایزر بعد از بازیاب گرما، سیکل میکروتوربین توربک‌تی^۴ ۱۰۰ را به سیکل مرطوب تبدیل کرد، راندمان این سیکل نسبت به راندمان سیکل ساده میکروتوربین بهبود یافته بود. علی و همکارانش مقایسه‌ای بین سیکل‌های مختلف میکروتوربین، با تزریق بخار^۷ و سیکل رطوبتی^۸ انجام دادند. نتایج نشان داد، راندمان الکتریکی سیکل با تزریق بخار و سیکل رطوبتی ۶٪ افزایش یافته بودند. همچنین سیکل رطوبتی^۹ کمترین میزان انتشار ناکس را به همراه داشت. رائل و سانینو^{۱۰} با تزریق آب به هوای خروجی از کمپرسور توربک‌تی ۱۰۰ و تزریق مقدار کمی بخار آب به محفظه‌ی احتراق، سیکل جدیدی را پیشنهاد کردند. نتایج این شبیه‌سازی نشان داد که به ازای تزریق مقدار کمی آب (مثلاً ۳۰ g/s و دبی هوای ۸۰۰ g/s) توان خالص و راندمان الکتریکی به ترتیب تا ۲۰٪ و ۸,۹٪ افزایش می‌یابد [۶].

مقدار گرما و توانی که در هر دور توسط میکروتوربین تولید می‌شود مقدار ثابتی است. مثلاً اگر در میکروتوربینی در دور طراحی ۱۰۰ کیلووات توان تولید شود مقدار ثابت ۱۷۰ کیلووات گرما تولید می‌شود ما به دنبال این هستیم که به مقادیر متفاوت گرما به ازای داشتن مقدار ثابت توان دست یابیم، به این منظور آب به موتور تزریق می‌کنیم. بدین ترتیب که گرمای لازم برای تبدیل آب به بخار

¹ -Zhang

² -Cai and Ho

³ -Caresana

⁴ NOx

⁵ -Parente

⁶ -Montero

⁷ -Steam Injection

⁸ -Micro Humid Air Turbine

⁹ -Humid Air Turbine

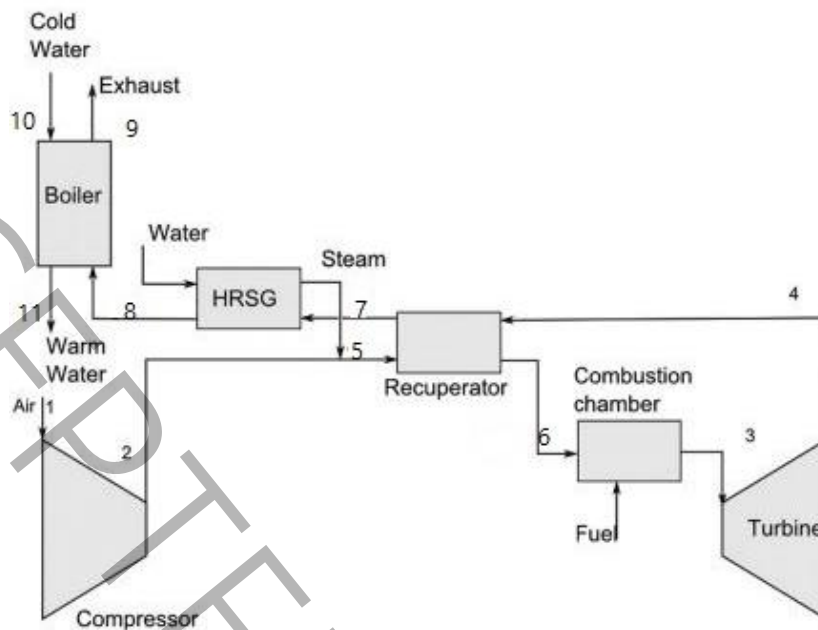
¹⁰ -Reale and Sannino

سوپرهیت از طریق گاز خروجی از توربین تامین می‌شود. این امر سبب کاهش توان حرارتی در هر دور می‌شود زیرا بخشی از گرمای قابل دسترس، برای تبخیر آب استفاده می‌شود. بنابراین با تزریق مقادیر متفاوت آب، در هر دور می‌توان توان حرارتی موتور را کنترل و نسبت توان حرارتی به توان الکتریکی متغیر را ایجاد کرد [۷]. تزریق آب در توربین گاز صنعتی سبب افزایش راندمان و بهبود عملکرد شده است. اما با توجه به شرایط کنترلی متفاوت، عملکرد میکروتوربین متفاوت خواهد بود [۸]. ولی انتظار می‌رود به دنبال تزریق بخار توان خالص موتور و سپس راندمان در هر دور افزایش یابد. در این پژوهش موتور توربک تی ۱۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته است. در ابتدا کدی برای شبیه‌سازی عملکرد موتور توربک تی ۱۰۰ تهیه شده و نتایج حاصله از شبیه‌سازی با نتایج تجربی موتور اعتبارسنجی شده است و سپس با افزودن یک بازیاب گرمای مولد بخار به سیکل و ارتقای کد، عملکرد خارج از طراحی موتور توربک تی ۱۰۰ در شرایط مرطوب، شبیه‌سازی شده است. نتایج نشان می‌دهند که با تزریق بخار در هر دور، توان و راندمان الکتریکی افزایش و توان و راندمان حرارتی کاهش می‌یابد. بیشترین دبی بخار تزریقی به موتور در دور طراحی 0.042 kg/s است که سبب افزایش ۳۷ درصدی توان الکتریکی و کاهش ۶۳ درصدی توان حرارتی می‌شود. بنابراین با تزریق مقادیر مختلف دبی بخار در هر دور می‌توان نسبت توان الکتریکی به توان حرارتی متغیر را ایجاد کرد.

۲- سیکل مرطوب

با قرار دادن بازیاب گرمای مولد بخار، بعد از کمپرسور و قبل از بازیاب گرما و با استفاده از گرمای گازهای خروجی از توربین، می‌توان آب تزریقی به سیکل را به بخار تبدیل کرد. بنابراین سیکل میکروتوربین خشک به سیکل مرطوب تبدیل می‌شود. شماتیک میکروتوربین مرطوب در شکل ۱ مشاهده می‌شود. هوا پس از ورود به کمپرسور و فشرده شدن با بخار سوپرهیت مخلوط می‌شود و پس از گرم شدن در بازیاب گرما وارد محفظه احتراق و سپس توربین می‌شود، جریان خروجی از توربین وارد بازیاب گرما و سپس مولد گرمای تولید کننده بخار می‌شود و با استفاده از بخشی از گرمای در دسترس آب تزریق شده به سیکل به بخار تبدیل و سپس هوای ورودی به مولد گرما نیز پس از خروج، وارد گرمکن آب می‌شود.

دبی بخاری که توسط بازیاب گرمای مولد بخار تولید می‌شود تابعی از دبی و دمای گازهای خروجی از توربین است [۹]. با توجه به این که دمای گازهای خروجی از توربین ثابت است [۱۰] و [۱۱]، دبی بخار تابعی از دبی گازهای خروجی از توربین است. دمای آب ورودی به بازیاب گرمای مولد بخار ۲۴ درجه سانتی‌گراد است. فرآیند تزریق، دما ثابت است بنابراین دمای بخار سوپرهیت تولیدی برابر دمای هوای خروجی از کمپرسور است. همچنین میکروتوربین بر خلاف توربین‌های گازی صنعتی در دوره‌های متغیر عمل می‌کند [۷].



شکل ۱- میکروتوربین مرطوب [۷]

۲-۱- شبیه سازی

یک میکروتوربین برای عمل کردن در یک دور و برای تولید توان خاصی طراحی می شود (نقطه طراحی). اما با تغییر شرایطی از جمله تغییرات شرایط محیطی مانند دما و فشار، استحصال اجزای میکروتوربین با گذر زمان و تغییر بار مصرفی (توان مورد نیاز)، میکروتوربین در دوری متفاوت با دور طراحی عمل می کند (عملکرد خارج از طراحی) که به دنبال آن پارامترهای عملکردی میکروتوربین مانند نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین، توان تولیدی و ... تغییر می کنند و با توجه به آنکه بیشتر عمر میکروتوربین در شرایط خارج از طراحی می گذرد لازم است عملکرد آن در شرایط خارج از طراحی بررسی شود. معادلات حاکم بر میکروتوربین در شرایط خارج از نقطه طراحی، به دو دسته معادلات اجزا و معادلات سازگاری تقسیم می شوند مجموع معادلات اجزا و سازگاری، دستگاه معادلاتی را ایجاد می کند که از حل این دستگاه، پارامترهای مختلف عملکردی موتور در هر دور و در نتیجه خط عملکردی موتور به دست می آید.

پارامترهای ثابت موتور که در شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته اند، از جمله η_m ، η_b و ... در جدول ۱ ذکر شده اند. مقادیر این پارامترها فرض شده است که با توجه به آزمایش های تجربی و پژوهش های قبلی مقادیر معقولی هستند. یک زیر برنامه با استفاده از مرجع [27] تهیه شده است، که برای محاسبه ی خواص ترمودینامیکی هوا از آن استفاده شده است. پارامترهای عملکردی (مجهولات) موتور در جدول ۲ و معادلات حاکم در ادامه مشاهده می شود. بنابراین دستگاه معادلات حاکم بر میکروتوربین در شرایط خارج از نقطه طراحی، شامل ۹ معادله ی غیرخطی و ۱۱ مجهول است [۱۲]. در میکروتوربین ها به دلایل شرایط کنترلی، دمای گازهای خروجی از توربین در سرتاسر خط عملکردی موتور ثابت و برابر مقدار آن در نقطه طراحی می باشد [۱۰] و [۱۱] (دمای گازهای خروجی از توربین در موتور توربک تی ۱۰۰ برابر ۹۱۸ کلوین است) پس با اضافه شدن معادله ی ۷، و با انتخاب دور عملکردی موتور، دستگاه معادلات به ۱۰ معادله ی غیرخطی و ۱۰ مجهول تبدیل می شود.

جدول ۱- پارامترهای ثابت مورد استفاده در شبیه سازی موتور مرطوب

15	$T_1(^{\circ}\text{C})$
1	$p_1(\text{bar})$
0.94	η_m
1	η_b
45000	$h_f(\text{kJ} / \text{kg})$
0.9	ε_{r_d}
0.89	ε_{wh_d}
10	$\Delta T_{pinchpoint}$
10	$\Delta T_{approachpoint}$
50	$T_8(^{\circ}\text{C})$
1.77	$m_w(\text{kg} / \text{s})$
0.0245	$\frac{\Delta P_{cc}}{P_5}$
0.0245	$\frac{\Delta P_{r,c}}{P_2}$
0.0125	$\frac{\Delta P_{r,h}}{P_4}$
0.0375	$\frac{\Delta P_{hrsg}}{P_7}$
0.0735	$\frac{\Delta P_{hrsg}}{P_{water}}$
0.0125	$\frac{\Delta P_{wh}}{P_6}$

جدول ۲- پارامترهای عملکردی موتور مرطوب

کمپرسور	
$\frac{N}{\sqrt{T_1}}$	
$\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{P_1}$	
$\frac{P_2}{P_1}$	
η_t	
$\dot{m}_s$	بازیاب گرمای تولید کننده بخار
	توربین
$\frac{N}{\sqrt{T_1}}$	
$\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_s) \sqrt{T_3}}{P_3}$	
$\frac{P_3}{P_4}$	
η_t	
	مشخصه موتور
$\frac{T_3}{T_1}$	
$\dot{w}_{Gen}$	

۲-۲- معادلات حاکم در نقطه طراحی

پس از تزریق بخار سوپرهیت توسط بازیاب گرمای مولد بخار به سیکل میکروتوربین، سیال عامل ترکیبی از هوای خشک و بخار سوپرهیت است (هوای مرطوب). رابطه (۱) آنتالپی هوای مرطوب یا همان سیال عامل سیکل است. آنتالپی مخصوص هوای مرطوب نیز به صورت معادله (۲) نوشته می شود [۱۳].

$$H_{Mix} = m_a h_a + m_s h_v \quad (1)$$

$$h_{Mix} = h_a + \frac{m_s}{m_a} h_v \quad (2)$$

به ترتیب آنتالپی و h_{Mix} و H_{Mix} به ترتیب آنتالپی مخصوص مخلوط هوا و بخار سوپرهیت بر حسب کیلوژول و کیلوژول بر کیلوگرم، m_a دبی هوای عبوری از کمپرسور بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، m_s دبی بخار تزریق شده به سیکل بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، h_a آنتالپی هوا و h_v آنتالپی بخار آب سوپرهیت بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

معادله (۳) رابطه‌ی حاکم بر پارامترهای کمپرسور در نقطه طراحی و معادله‌ی (۴) رابطه راندمان توربین است [۱۳]. با توجه به آنکه بخار تزریقی سوپرهیت است می‌توان فرض گاز کامل را برای آن در نظر گرفت. در این صورت معادله‌ی (۴) را می‌توان به صورت معادله‌ی (۵) نوشت و سپس با استفاده از معادله‌ی (۶)، معادله‌ی راندمان توربین به صورت رابطه‌ی (۷) نوشته می‌شود. معادله‌ی (۷) رابطه‌ی حاکم بین نسبت فشار، راندمان و اختلاف دمای ورودی و خروجی توربین است.

$$\eta_c = \frac{r_p^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1}{\frac{T_2 - T_1}{T_1}} \quad (3)$$

$$\eta_t = \frac{h_{Mix_3} - h_{Mix_4}}{h_{Mix_3} - h_{Mix_{4s}}} \quad (4)$$

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_4)(c_{p_{a_3}} + \frac{m_s}{m_a} c_{p_{v_3}})}{(T_3 - T_{4s})(c_{p_{a_3}} + \frac{m_s}{m_a} c_{p_{v_3}})} \quad (5)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{P_3}{P_4}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (6)$$

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_4)}{1 - \frac{1}{pr_t^{\frac{\gamma_h-1}{\gamma_h}}}} \quad (7)$$

که در آن η_c و r_p به ترتیب راندمان و نسبت فشار کمپرسور، γ_c نسبت ظرفیت حرارتی ویژه جریان سرد، T_1 و T_2 به ترتیب دمای ورودی و خروجی از کمپرسور بر حسب کلین، η_t راندمان توربین، h_{mix_3} و h_{mix_4} آنتالپی مخصوص مخلوط هوا و بخار در ورودی و خروجی از توربین بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، T_{4s} و $h_{mix_{4s}}$ به ترتیب دما و آنتالپی مخصوص مخلوط هوا و بخار در خروجی توربین هنگامی که فرآیند انبساط به صورت آیزنتروپیک طی شود به ترتیب بر حسب کلین و کیلوژول بر کیلوگرم است. همچنین T_3 و T_4 دمای ورودی و خروجی از توربین بر حسب کلین، $c_{p_{a_3}}$ و $c_{p_{v_3}}$ به ترتیب ظرفیت حرارتی فشار ثابت هوای خشک و بخار سوپرهیت در ورود به توربین بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم کلین، P_1 و P_2 به ترتیب فشار ورودی و خروجی از کمپرسور بر حسب کیلوپاسکال، P_3 و P_4 به ترتیب فشار ورودی و خروجی از توربین بر حسب کیلوپاسکال، γ_h نسبت ظرفیت حرارتی ویژه جریان گرم و pr_t نسبت فشار توربین است. معادله‌ی بقای انرژی برای فرآیند تزریق به صورت رابطه (۸) نوشته می‌شود که با استفاده از رابطه (۲)، بقای انرژی را می‌توان به صورت معادله‌ی (۹) نوشت.

$$m_a h_{a_2} + m_s h_s = m_a h_{Mix_5} \quad (8)$$

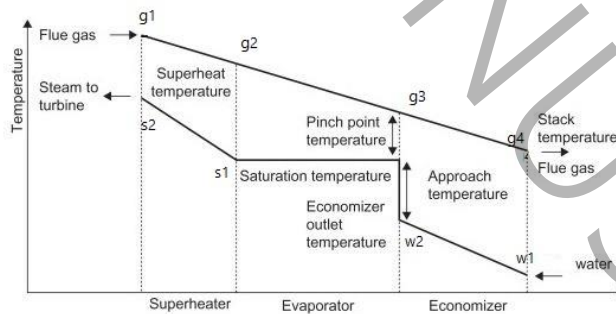
$$m_a h_{a_2} + m_s h_s = m_a \left(h_{a_5} + \frac{m_s}{m_a} h_{s_5} \right) \quad (9)$$

به ترتیب آنتالپی مخصوص هوای خروجی از کمپرسور بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، آنتالپی مخصوص بخار تزریقی به هوا بعد از کمپرسور بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم و آنتالپی مخصوص سیال بعد از اختلاط بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است. بقای انرژی برای محفظه احتراق به صورت رابطه‌ی (۱۰) نوشته می‌شود. دبی سوختی که از معادله‌ی (۱۰) محاسبه می‌شود مقدار تئوری است. مقدار واقعی سوخت از معادله‌ی (۱۱) حاصل می‌شود [۱۴].

$$m_a \left(h_{a_6} + \frac{m_s}{m_a} h_{s_6} \right) + m_f h_f = m_a \left(h_{a_3} + \frac{m_s}{m_a} h_{s_3} + \frac{m_f}{m_a} h_{f_3} \right) \quad (10)$$

$$m_{f_a} = \frac{m_f}{\eta_b} \quad (11)$$

به ترتیب آنتالپی مخصوص بخار در ورودی توربین و در ورودی محفظه احتراق بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، h_{a_3} و h_{s_3} به ترتیب آنتالپی مخصوص هوا در ورودی توربین و محفظه احتراق، h_f ، m_f و m_{f_a} به ترتیب آنتالپی سوخت بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، دبی سوخت تئوری و واقعی بر حسب کیلوگرم بر ثانیه و η_b راندمان احتراق است. با توجه به شکل ۲ معادله‌ی بقای انرژی برای سوپرهیتر، اکونومایزر و مجموعه‌ی سوپرهیتر و اواپراتور به ترتیب به صورت رابطه‌های (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) نوشته می‌شوند. با استفاده از رابطه (۲)، رابطه (۱۴) به شکل رابطه‌ی (۱۵) نوشته می‌شود.



شکل ۲- باز یاب گرمای مولد بخار

$$(m_a + m_f)(h_{Mix_{g_1}} - h_{Mix_{g_2}}) = m_s(h_{s_2} - h_{s_1}) \quad (12)$$

$$(m_a + m_f)(h_{Mix_{g_3}} - h_{Mix_{g_4}}) = m_s(h_{w_2} - h_{w_1}) \quad (13)$$

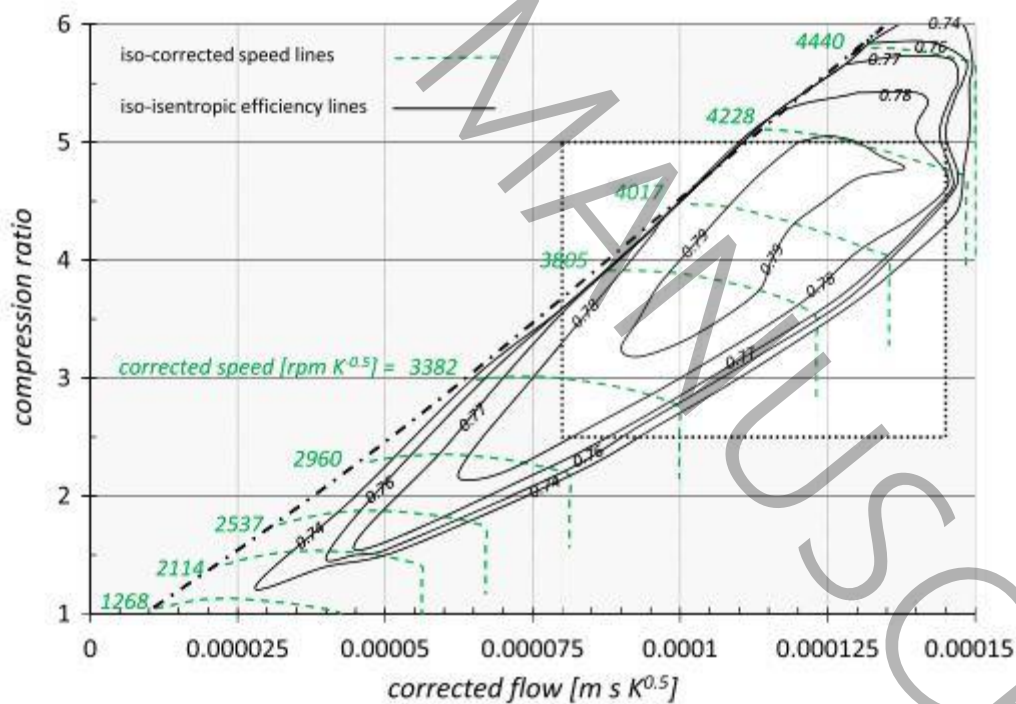
$$(m_a + m_f)(h_{Mix\ g_1} - h_{Mix\ g_3}) = m_s(h_{s_2} - h_{w_2}) \quad (14)$$

$$(m_a + m_f)((h_{a_{g_1}} + \frac{m_s}{m_a} h_{v_{g_1}}) - (h_{a_{g_3}} + \frac{m_s}{m_a} h_{v_{g_3}})) = m_s(h_{s_2} - h_{w_2}) \quad (15)$$

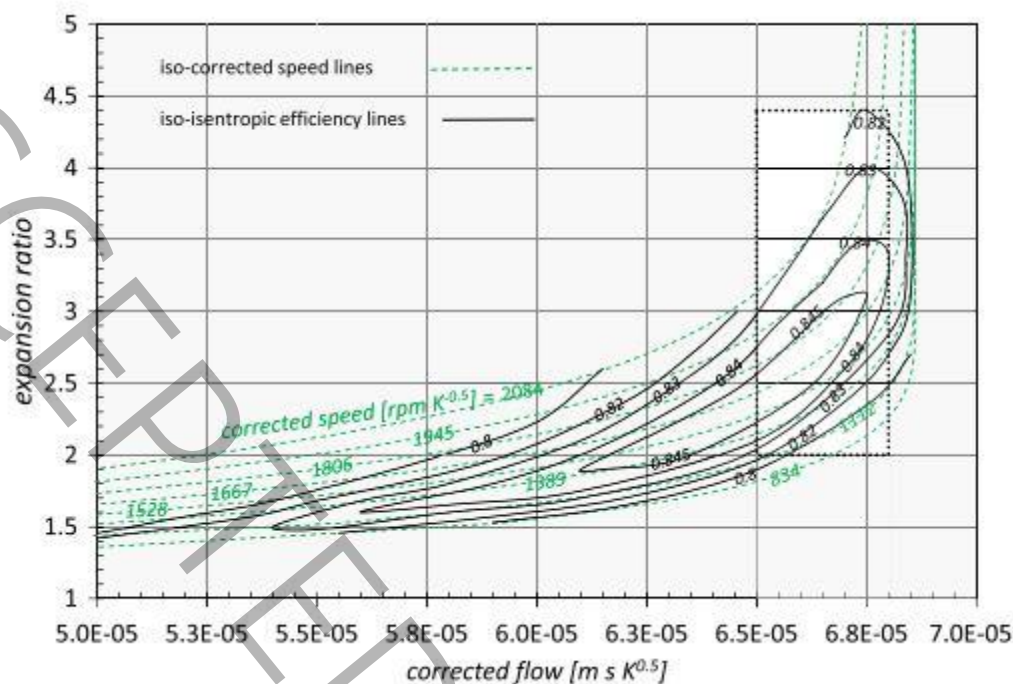
h_{s_2} و h_{s_1} آنتالپی مخصوص بخار ورودی و خروجی از سوپرهیتر، $h_{Mix\ g_1}$ و $h_{Mix\ g_2}$ به ترتیب آنتالپی مخصوص مخلوط ورودی و خروجی از سوپرهیتر، $h_{Mix\ g_3}$ و $h_{Mix\ g_4}$ آنتالپی مخصوص مخلوط ورودی و خروجی از اکونومایزر، h_{w_1} و h_{w_2} به ترتیب آنتالپی مخصوص آب در ورودی و خروجی از اکونومایزر، $h_{a_{g_1}}$ و $h_{a_{g_3}}$ به ترتیب آنتالپی مخصوص هوا در ورودی به سوپرهیتر و اکونومایزر، $h_{v_{g_1}}$ و $h_{v_{g_3}}$ به ترتیب آنتالپی مخصوص بخار آب در ورودی به سوپرهیتر و اکونومایزر است و تمامی آنتالپی های مخصوص برحسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

۳-۲- معادلات حاکم در خارج از نقطه طراحی

هر یک از اجزای میکروتوربین رفتاری دارد که توسط یک معادله‌ی تحلیلی یا تجربی مدل می‌شود. این معادله بیانگر ارتباط بین تمامی پارامترها در همه‌ی حالت‌های عملکردی کامپوننت مورد نظر است. رفتار توربین و کمپرسور توسط منحنی‌های عملکردی بیان می‌شود. منحنی عملکردی کمپرسور و توربین توربک تی ۱۰۰ در شکل های ۳ و ۴ مشاهده می‌شود [۵].



شکل ۳- منحنی عملکردی کمپرسور توربک تی ۱۰۰ [۸]



شکل ۴- منحنی عملکردی توربین توربک تی ۱۰۰ [۸]

معادله‌ی (۱۶) رابطه سازگاری سرعت دورانی براساس دور بی‌بعد و نسبت بیشترین به کمترین دمای موتور است. از آن‌جا که توربین و کمپرسور توسط یک شفت به یکدیگر متصل‌اند سرعت دورانی آن‌ها با یکدیگر برابر است (معادله‌ی (۱۷)) و رابطه‌ی سازگاری سرعت دورانی به صورت معادله‌ی (۱۸) نوشته می‌شود.

$$\frac{N_t}{\sqrt{T_3}} = \frac{\sqrt{T_1}}{\sqrt{T_3}} \frac{N_c}{\sqrt{T_1}} \frac{N_t}{N_c} \quad (16)$$

$$N_c = N_t \quad (17)$$

$$\frac{N_t}{\sqrt{T_3}} = \frac{\sqrt{T_1}}{\sqrt{T_3}} \frac{N_c}{\sqrt{T_1}} \quad (18)$$

N_c و N_t به ترتیب سرعت دورانی کمپرسور و توربین بر حسب دور بر دقیقه است.

با افزوده شدن بازیاب گرمای مولد بخار به سیکل، توزیع فشار به صورت معادله‌ی (۱۹) نوشته می‌شود. در سیکل مرطوب، دبی عبوری از توربین مجموع دبی هوای عبوری از کمپرسور، دبی سوخت و دبی بخار تزریقی است. سازگاری جرم بین توربین و کمپرسور به صورت کلی به شکل معادله (۲۰) نوشته می‌شود، با در نظر گرفتن روابط (۲۱) و (۲۲)، این رابطه برای میکروتوربین مرطوب به صورت معادله‌ی (۲۳) نوشته می‌شود.

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_3}{P_6} \frac{P_6}{P_5} \frac{P_5}{P_2} \frac{P_2}{P_1} \frac{P_9}{P_8} \frac{P_8}{P_7} \frac{P_7}{P_4} \quad (19)$$

$$\frac{m_t \sqrt{T_3}}{p_3} = \frac{m_a \sqrt{T_1}}{p_1} \frac{p_1}{p_3} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} \frac{m_t}{m_a} \quad (20)$$

$$m_t = m_a + m_f + m_s \quad (21)$$

$$\frac{p_1}{p_3} = \frac{p_1}{p_2} \frac{p_2}{p_5} \frac{p_5}{p_6} \frac{p_6}{p_3} \quad (22)$$

$$\frac{m_t \sqrt{T_3}}{p_3} = \frac{m_a \sqrt{T_1}}{p_1} \frac{p_1}{p_2} \frac{p_2}{p_5} \frac{p_5}{p_6} \frac{p_6}{p_3} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} \left(1 + \frac{m_s}{m_a} + \frac{m_f}{m_a} \right) \quad (23)$$

m_t دبی عبوری از توربین بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، p_5 فشار بعد از اختلاط، p_6 فشار قبل از محفظه احتراق، p_7 فشار ورودی به بازیاب گرمای مولد بخار و p_8 فشار خروجی از بازیاب گرمای مولد بخار است. تمامی فشارها بر حسب کیلوپاسکال هستند. توان خالص میکروتوربین به صورت معادله‌ی (۲۴) نوشته می‌شود. این معادله را می‌توان به صورت رابطه‌ی (۲۵) براساس پارامترهای بی بعد نوشت. با اعمال رابطه‌ی (۲۶)، معادله‌ی سازگاری کار به شکل رابطه‌ی (۲۷) نوشته می‌شود.

$$w_{Gen} = \eta_m m_t (c p_{a_3} + \frac{m_s}{m_c} c p_{v_3}) (T_3 - T_4) - m_a c p_{a_1} (T_2 - T_1) \quad (24)$$

$$w_{Gen} = \eta_m \frac{m_t \sqrt{T_3}}{p_3} \frac{p_3}{p_1} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} (c p_{a_3} + \frac{m_s}{m_c} c p_{v_3}) \frac{(T_3 - T_4)}{T_3} - \frac{m_a \sqrt{T_1}}{p_1} c p_{a_1} \frac{(T_2 - T_1)}{T_1} \quad (25)$$

$$\frac{p_3}{p_1} = \frac{p_3}{p_6} \frac{p_6}{p_5} \frac{p_5}{p_2} \frac{p_2}{p_1} \quad (26)$$

$$w_{Gen} = \eta_m \frac{m_t \sqrt{T_3}}{p_3} \frac{p_3}{p_6} \frac{p_6}{p_5} \frac{p_5}{p_2} \frac{p_2}{p_1} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} (c p_{a_3} + \frac{m_s}{m_c} c p_{v_3}) [\eta_t (1 - \frac{1}{pr_t}^{\frac{\gamma_h - 1}{\gamma_h}})] - \frac{m_a \sqrt{T_1}}{p_1} c p_{a_1} [\frac{1}{\eta_c} (pr_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1)] \quad (27)$$

که w_{Gen} توان مورد استفاده توسط ژنراتور بر حسب کیلوژول و η_m راندمان مکانیکی شفت میکروتوربین است.

۵-۲- اعتبارسنجی

ابتدا کدی برای شبیه‌سازی عملکرد موتور توربک تی ۱۰۰ تهیه شده و نتایج حاصله از شبیه‌سازی با نتایج تجربی موتور اعتبارسنجی شده‌است و سپس با افزودن یک بازیاب گرمای مولد بخار به سیکل و ارتقای کد، عملکرد خارج از طراحی موتور توربک تی ۱۰۰ در شرایط مرطوب، شبیه‌سازی شده‌است. طبق گزارشاتی که در مقالات و توسط شرکت تولیدکننده منتشر شده‌است، مشخصات توربک تی ۱۰۰ در نقطه طراحی در جدول ۳ ذکر شده است. به منظور اعتبارسنجی کد نوشته شده برای شبیه‌سازی عملکرد میکروتوربین مرطوب، برخی از پارامترهای عملکردی حاصل از شبیه‌سازی توربک تی ۱۰۰ متداول با نتایج تجربی در سه دور، در جدول ۴ مقایسه شده‌است [10].

جدول ۳- مشخصات عملکردی توربک تی ۱۰۰ در نقطه طراحی

توان (کیلووات)	۱۰۰
بازده (درصد)	۳۰
نسبت فشار	۴.۵
سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	۷۰۰۰
دمای ورودی به توربین (کلوین)	۱۲۲۳
دبی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)	

جدول ۴- اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی توربک تی ۱۰۰ با نتایج تجربی

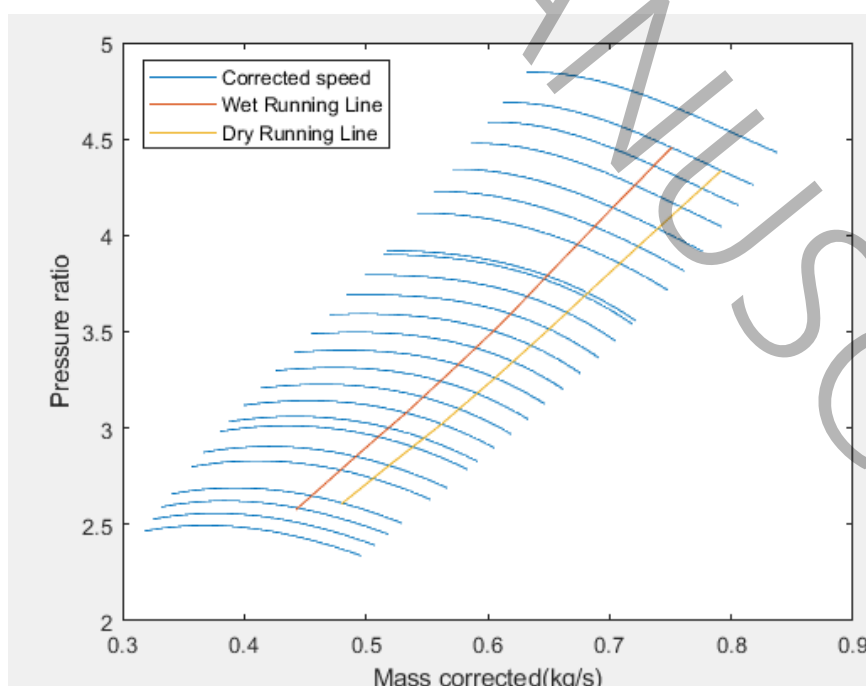
دور (rpm)	۵۷۴۰۹،۴	۶۴۵۸۹،۸	۶۸۱۸۸،۵
دبی اصلاح شده (kg/s)			
تجربی	۰،۵۲۵۶	۰،۶۷۱۸	۰،۷۴۲۶
شبیه‌سازی	۰،۵۲۹۳	۰،۶۷۱۵	۰،۷۴۵۵
خطا	٪۰،۷	٪۰،۰۴	٪۰،۳۸
نسبت فشار			
تجربی	۲،۹۲۹	۳،۷۴۳	۴،۱۹۶
شبیه‌سازی	۲،۸۵۷	۳،۶۳۸	۴،۰۶۸
خطا	٪۲،۴	٪۲،۸	٪۳
دمای ورودی به توربین			
تجربی	۱۱۲۸	۱۱۸۲	۱۲۰۶
شبیه‌سازی	۱۱۲۰،۴	۱۱۷۱،۷	۱۱۹۳،۵
خطا	٪۰،۶۷	٪۰،۸۷	٪۱
توان (kW)			
تجربی	۵۰	۷۹،۸	۹۴

دور (rpm)	۵۷۴۰۹,۴	۶۴۵۸۹,۸	۶۸۱۸۸,۵
شبیه سازی	۴۸,۸۴	۷۸,۱	۹۱,۶۴۱
خطا	%۲,۳	%۲,۱	%۲,۵
راندمان الکتریکی			
تجربی	۲۷,۱	۲۸	-
شبیه سازی	۲۷,۱۲	۲۸,۶	۲۸,۳
خطا	%۰,۰۷	%۲,۱	-

۶-۲- نتایج و بحث

نتایج شبیه سازی موتور توربک تی ۱۰۰ در شرایط خشک و مرطوب از جمله خط عملکردی موتور خشک و مرطوب، تغییرات خواص ترمودینامیکی پس از تزریق بخار آب در دور ثابت، مقایسه موتور خشک و مرطوب در حالتی که در دور و توان الکتریکی یکسان عمل می کنند و نمودار پارامترهای موتور خشک و مرطوب و... در ادامه گزارش شده اند.

با استفاده از شبیه سازی، خط عملکردی توربک تی ۱۰۰ در شرایط خشک و مرطوب در شکل ۵ رسم شده است. همانطور که مشاهده می شود با تزریق آب به موتور، خط عملکردی به سمت خط سرج حرکت می کند. یعنی به ازای تزریق آب به موتور در هر دور، دبی هوای گذرنده از موتور کاهش و نسبت فشار کمپرسور افزایش می یابد. در شرایطی که دمای خروجی از توربین ثابت است، دبی بخار تولیدی وابسته به دبی گازهای خروجی از توربین است. بنابراین در دورهای پایین تر که دبی گازهای خروجی از توربین کم است، بخار آب تولیدی و تزریقی به موتور کاهش می یابد. به دنبال آن افزایش نسبت فشار و کاهش دبی هوا در اثر تزریق بخار، در دورهای پایین کاهش می یابد و خط عملکردی موتور مرطوب در دورهای پایین به خط عملکردی موتور خشک، نزدیک می شود و به طور عکس در دورهای بالا فاصله ی خط عملکردی موتور در حالت مرطوب از خط عملکردی موتور خشک بیش تر می شود.



شکل ۵- خط عملکردی میکروتوربین مرطوب و خشک

برخی از خواص ترمودینامیکی و پارامترهای موتور در دو حالت خشک و مرطوب در ۶۷۹۴۰٫۶۷ دور بر دقیقه در جدول ۴ گزارش شده است. همانطور که مشاهده می شود با تزریق بخار، دما و فشار هوای خروجی از کمپرسور افزایش می یابند اما دمای هوای ورودی به توربین، دبی هوا، دبی سوخت، دمای گاز و دمای آب خروجی از گرمکن آب نیز کاهش می یابند. اگرچه فشار هوای خروجی از کمپرسور افزایش یافته اما کاهش دبی هوای عبوری از کمپرسور سبب کاهش توان مصرفی کمپرسور می شود. از طرفی توان تولیدی توربین نیز افزایش یافته است بنابراین توان ژنراتور در هر دور افزایش می یابد. افزایش توان ژنراتور سبب افزایش راندمان الکتریکی می شود.

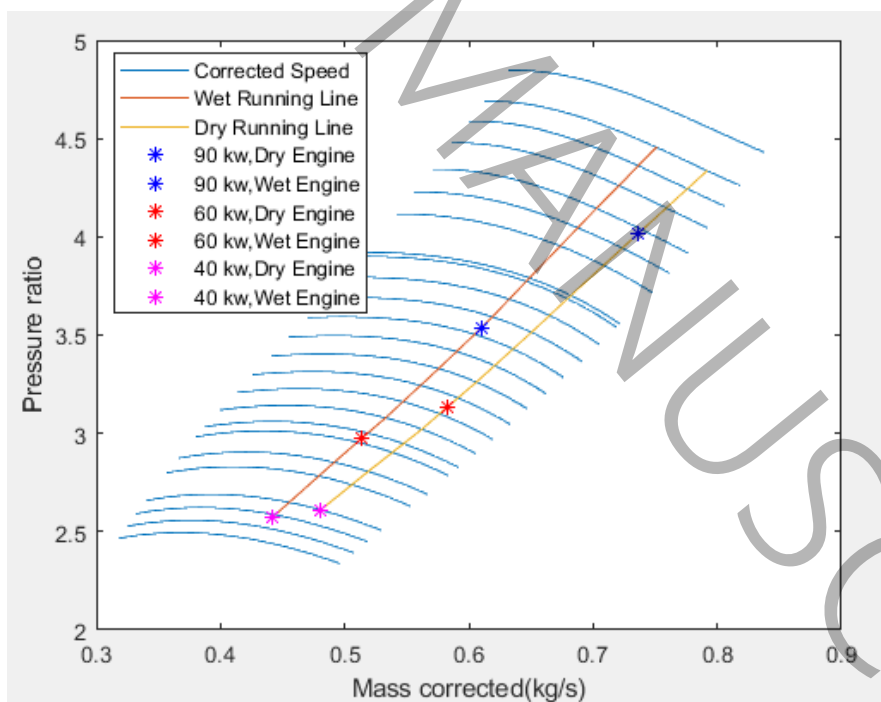
جدول ۵- مقایسه موتور خشک و مرطوب در ۶۷۹۴۰٫۶۷ دور بر دقیقه

مرطوب	خشک	
۴۷۱٫۴۴۰۶	۴۶۸٫۲۵۲۶	دمای خروجی کمپرسور (کلوین)
۴۱۹٫۸۹۰۳	۴۰۸٫۸۴۳۲	فشار خروجی کمپرسور (کیلوپاسکال)
۱۱۸۴٫۴۴۲	۱۱۹۱٫۹۱۱	دمای ورودی توربین (کلوین)
۳۸۹٫۷۷۸۲	۳۸۹٫۰۵۵۳	فشار ورودی توربین (کیلوپاسکال)
۹۱۸	۹۱۸	دمای خروجی از توربین (کلوین)
۰٫۷۰۲۶۸۹	۰٫۷۳۹۵۸	دبی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)
۰٫۰۳۷۶۹۷	-	دبی بخار (کیلوگرم بر ثانیه)
۰٫۰۰۶۹۵۶	۰٫۰۰۷۱۰۷	دبی سوخت (کیلوگرم بر ثانیه)
۱۲۰٫۴۰۵۳	۹۰٫۶۱۵۷۶	توان الکتریکی (کیلووات)
۵۹٫۶۹۹۲۵	۱۵۸٫۹۹۰۷	توان حرارتی (کیلووات)
۳۸٫۴۶۶۱	۲۸٫۳۳۵۸	راندمان الکتریکی
۱۹٫۰۷۲۳	۴۹٫۷۱۶۸	راندمان حرارتی

تزریق ۰٫۰۳۷۶۹۷ کیلوگرم بر ثانیه بخار به موتور در ۶۷۹۴۰٫۶۷ دور بر دقیقه سبب می شود توان الکتریکی ۳۳٪ و به دنبال آن راندمان الکتریکی ۳۵٫۷٪ افزایش یابند. توان و راندمان حرارتی نیز به ترتیب ۵۳٪ و ۳۵٫۷٪ کاهش می یابند. این کاهش در توان و راندمان حرارتی به دلیل استفاده از گرمای گاز خروجی از توربین برای تولید بخار صورت می گیرد. این میزان بخار تزریقی بیشترین مقدار بخاری است که می توان با استفاده از گازهای خروجی از توربین تولید کرد. بنابراین با تغییر مقدار بخار تزریقی از کمترین مقدار تا بیشترین مقدار، مقدار توان الکتریکی و گرمای تولیدی را می توان در هر دور متغیر کرد. در جدول ۵ عملکرد موتور در دو حالت خشک و مرطوب در توان ۹۰ کیلووات گزارش شده است. در حالت خشک توان الکتریکی ۹۰ کیلووات در ۶۷۷۴۴٫۹۱ دور بر دقیقه تامین می شود در حالی که با تزریق بخار، می توان در دوری کمتر (۶۳۰۶۸٫۳۹ دور بر دقیقه) و با راندمانی بیشتر به توان ۹۰ کیلووات دست یافت. نقطه عملکردی موتور در دورهایی که توان ۶۰٫۴۰ و ۹۰ کیلووات را تامین می کند روی خط عملکردی موتور خشک و مرطوب در شکل ۶ مشخص شده است که نشان دهنده آن است که می توان در میکروتوربین مرطوب، در دورهای پایین تر به توان مورد نظر با راندمان بالاتر (نسبت به میکروتوربین متداول) دست یافت.

جدول ۶- مقایسه موتور خشک و مرطوب در توان ۹۰ کیلووات

مرطوب	خشک	
۴۴۶,۶۴۱۴	۴۶۷,۴۲۶۲	دمای خروجی کمپرسور (کلوین)
۳۵۸,۵۶۳۸	۴۰۶,۷۳۳۱	فشار خروجی کمپرسور (کیلوپاسکال)
۱۱۵۳,۳۲۳	۱۱۹۰,۹۱۱	دمای ورودی توربین (کلوین)
۳۳۲,۸۴۹۸	۳۸۷,۰۴۷۳	فشار ورودی توربین (کیلوپاسکال)
۹۱۸	۹۱۸	دمای خروجی از توربین (کلوین)
۰,۶۱۰۴۹۴	۰,۷۳۵۸۸۵	دبی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)
۰,۰۳۸۷۲۲	۰	دبی بخار (کیلوگرم بر ثانیه)
۰,۰۰۵۳۷۷	۰,۰۰۷۰۵	دبی سوخت (کیلوگرم بر ثانیه)
۶۳۰۶۸,۳۹	۶۷۷۷۴,۹۱	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)
۴۹,۸۷۰۱۷	۱۵۷,۷۳۸۲	توان حرارتی (کیلووات)
۳۷,۲۱۲۶	۲۸,۳۴۶۹	راندمان الکتریکی
۲۰,۶۱۲۲	۴۹,۷۱۹۶	راندمان حرارتی



شکل ۶- نقطه عملکردی میکروتوربین در شرایط خشک و مرطوب در توان‌های ۹۰، ۶۰ و ۴۰ کیلووات

بیشترین بخاری که با استفاده از گرمای گاز خروجی از توربین می‌توان تولید کرد سبب دستیابی به بیشترین توان الکتریکی و کمترین گرما در هر دور می‌شود. اگر مقدار بخار تزریقی در هر دور، از کمترین تا بیشترین مقدار بخاری که می‌توان تزریق کرد؛ را تغییر داد، مقادیر مختلفی از نسبت توان الکتریکی به گرما حاصل می‌شود که این اتفاق سبب منعطف شدن موتور با نیاز مصرف‌کننده خواهد شد. افزایش توان و راندمان الکتریکی در هر دور، افزایش نسبت فشار و کاهش جریان عبوری از کمپرسور و نزدیک شدن عملکرد موتور به خط سرچ از نتایج دیگر تزریق بخار است. همچنین مصرف‌کننده می‌تواند به بار الکتریکی مورد نیاز خود در دور پایین‌تر و با راندمان الکتریکی بالاتر (نسبت به موتور متداول بدون تزریق بخار) دست یابد.

- [1] N. Zhang, R. Cai, Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration, *Energy Conversion and Management*, 43(9-12) (2002) 1323-1337.
- [2] J. Ho, K. Chua, S. Chou, Performance study of a microturbine system for cogeneration application, *Renewable energy*, 29(7) (2004) 1121-1133.
- [3] J. Kaikko, J. Backman, L. Koskelainen, J. Larjola, Technical and economic performance comparison between recuperated and non-recuperated variable-speed microturbines in combined heat and power generation, *Applied thermal engineering*, 27(13) (2007) 2173-2180.
- [4] F. Caresana, G. Comodi, L. Pelagalli, M. Renzi, S. Vagni, Use of a test-bed to study the performance of micro gas turbines for cogeneration applications, *Applied Thermal Engineering*, 31(16) (2011) 3552-3558.
- [5] F. Caresana, L. Pelagalli, G. Comodi, M. Renzi, Microturbogas cogeneration systems for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and components' behavior, *Applied Energy*, 124 (2014) 17-27.
- [6] F. Reale, R. Sannino, Numerical modeling of energy systems based on micro gas turbine: a review, *Energies*, 15(3) (2022) 900.
- [7] P. Stathopoulos, C. Paschereit, Retrofitting micro gas turbines for wet operation. A way to increase operational flexibility in distributed CHP plants, *Applied Energy*, 154 (2015) 438-446.
- [8] F. Delattin, S. Bram, S. Knoops, J. De Ruyck, Effects of steam injection on microturbine efficiency and performance, *Energy*, 33(2) (2008) 241-247.
- [9] V. Ganapathy, Heat-recovery steam generators: Understand the basics, *Chemical engineering progress*, 92(8) (1996) 32-45.
- [10] S. Talebi, A. Tousi, A. Madadi, M. Kiaee, A methodology for identifying the most suitable measurements for engine level and component level gas path diagnostics of a micro gas turbine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 236(5) (2022) 2646-2661.
- [11] S. Talebi, A. Madadi, A. Tousi, M. Kiaee, Micro Gas Turbine fault detection and isolation with a combination of Artificial Neural Network and off-design performance analysis, *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 113 (2022) 104900.
- [12] S. Hosseinimaab, A. Tousi, A new approach to off-design performance analysis of gas turbine engines and its application, *Energy Conversion and Management*, 243 (2021) 114411.
- [13] Y.A. Cengel, M.A. Boles, M. Kanoğlu, *Thermodynamics: an engineering approach*, McGraw-hill New York, 2011.
- [14] H.I. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers, H. Cohen, *Gas turbine theory*, Pearson education, 2001.

Study the effect of water injection upstream of the compressor of a gas microturbine engine on the off design performance

Fatemeh Rahmani^a, Abolghasem Mesgarpour Tousi^b, Hossein Khaleghi^c

^a Amirkabir University of Technology/Aerospace Engineering Department

^b Professor, Amirkabir University of Technology/Aerospace Engineering Department

^c Associate Professor, Amirkabir University of Technology/Aerospace Engineering Department

ABSTRACT

One of the disadvantages of microturbines, which are used as combined heat and power units, is the constant ratio of thermal power to electrical power at each operating point. A method that has recently been employed to address this issue and enable a variable thermal-to-electrical power ratio at any rotational speed is water injection into the microturbine. In this study, the Turbec T100 microturbine has been investigated. Initially, the performance of the Turbec T100 was simulated and validated against experimental results. Subsequently, by adding a heat recovery steam generator after the compressor and converting the Turbec T100 into a wet microturbine, the simulation code was upgraded, and the off-design performance of the wet microturbine was simulated. The results indicate that, with water injection, the electrical power and efficiency increase at all rotational speeds, while the thermal power and efficiency decrease. The maximum steam injection rate into the engine at 67,940.67 rpm is 0.03769 kg/s, which leads to a 33% increase in electrical power and a 62% decrease in thermal power. Therefore, by injecting different amounts of steam at each speed, it is possible to achieve a variable electrical-to-thermal power ratio.

KEYWORDS

Off-Design analysis, Micro Gas Turbine, Water Injection, Combined heat and Power, Turbec T100