

Study the Effect of Water Injection Upstream of the Compressor of a Gas Microturbine Engine on the Off-design Performance

Fatemeh Rahmani, Abolghasem Mesgarpour Tousi *, Hossein Khaleghi

Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran.

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.

Review History:

Received: Oct. 27, 2024
Revised: Mar. 26, 2025
Accepted: May, 19, 2025
Available Online: May, 26, 2025

Keywords:

Off-design Analysis
Micro Gas Turbine
Water Injection
Combined Heat and Power
Turbec T100

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.

In this research, the Turbec T100 engine has been studied. Initially, a code was developed to simulate the performance

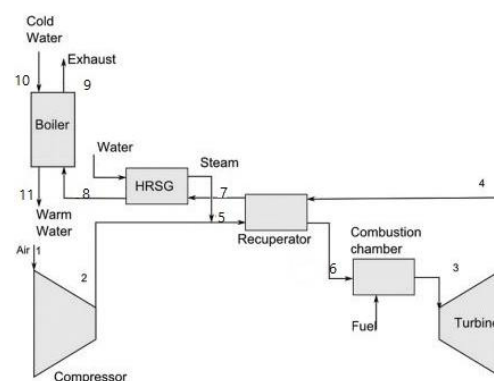


Fig. 1. Wet microturbine schematic [6]

*Corresponding author's email: tousi@aut.ac.ir

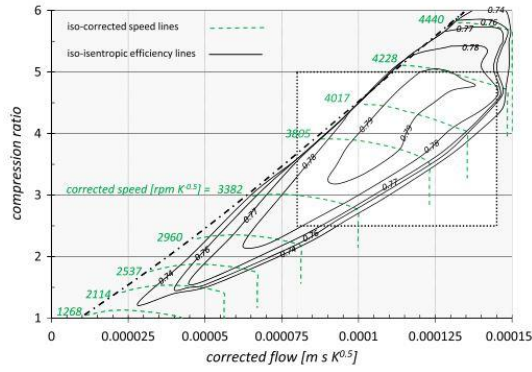


Fig. 2. Performance curve of the Turbec T100 microturbine compressor

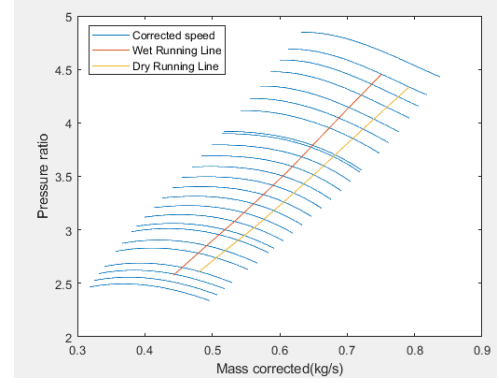
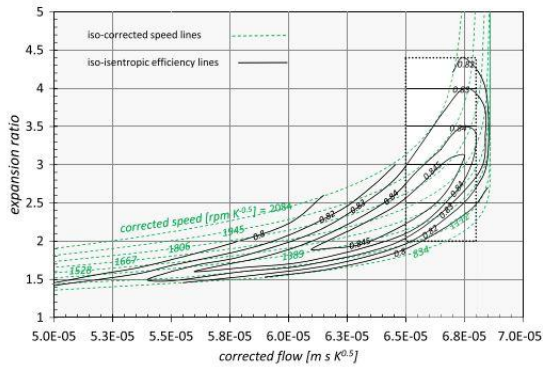


Fig. 4. Performance line of wet and dry microturbine



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).

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.
- [6] 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.



مطالعه‌ی تاثیر تزریق آب در بالادست کمپرسور یک موتور میکروتوربین گازی بر عملکرد خارج از نقطه طراحی

فاطمه رحمانی، ابوالقاسم مسگرپور طوسی*، حسین خالقی

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۳/۰۸/۰۶

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۱/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۲/۲۹

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۳/۰۵

کلمات کلیدی:

میکروتوربین

عملکرد خارج از طراحی

واحد تولید همزمان انرژی

تزریق آب

توربین تی ۱۰۰

خلاصه: 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 توربین تی ۱۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته است. در ابتدا عملکرد توربین 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 توربین 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، ۰٫۳۷۶۹ 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.

۱- مقدمه

میکروتوربین در سال‌های اخیر مورد توجه محققین قرار گرفته و مطالعات زیادی بر روی عملکرد آن صورت گرفته است. 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]. کاپکو 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 گرفته است، عملکرد میکروتوربین در شرایط متفاوت محیطی اهمیت می‌یابد. کارسانا^۳

و همکارانش با استفاده از یک کد شبیه‌سازی، عملکرد موتور توربین تی 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.

• ۰/۱۵٪ راندمان الکتریکی کاهش می‌یابد.

• ۰/۱٪ توان حرارتی کاهش می‌یابد.

• ۰/۰۷۰٪ 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 گرفته است. 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

1. Zhang
2. Cai and Ho
3. Caresana

4. NOx
5. Parente

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: tousi@aut.ac.ir



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 توربک‌تی ۱۰۰ در شرایط مرطوب، شبیه‌سازی شده‌است. 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 0.42 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].

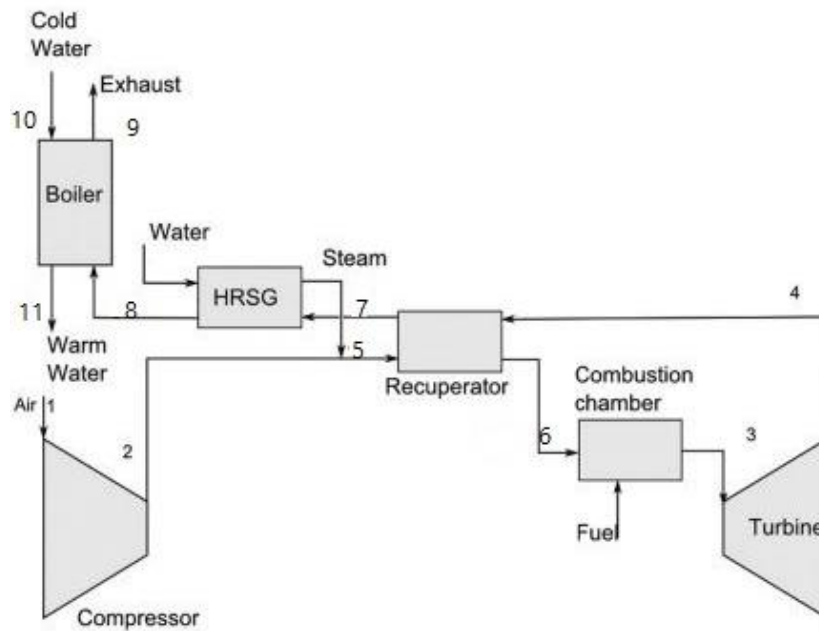
۲-۱- شبیه‌سازی

یک میکروتوربین برای عمل کردن در یک دور و برای تولید توان خاصی طراحی می‌شود (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

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^۱ با قرار دادن یک اشباع کننده بین کمپرسور و بازیاب گرما و همچنین یک اکونومایزر بعد از بازیاب گرما، سیکل میکروتوربین توربک‌تی 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^۲ و سیکل رطوبتی^۳ انجام دادند. نتایج نشان داد، راندمان الکتریکی سیکل با تزریق بخار و سیکل رطوبتی ۶٪ افزایش یافته بودند. همچنین سیکل رطوبتی^۴ کمترین میزان انتشار ناکس را به همراه داشت. رائل و سانینو^۵ 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 30 g/s و دبی هوای 800 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 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 توربک‌تی ۱۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته‌است. در ابتدا کدی برای شبیه‌سازی عملکرد موتور توربک‌تی ۱۰۰ تهیه شده و نتایج

1. Montero
2. Steam Injection
3. Micro Humid Air Turbine
4. Humid Air Turbine
5. Reale and Sannino



شکل ۱. میکروتوربین مرطوب [۷]

Fig. 1. Wet Microturbine

خروجی از توربین در سرتاسر خط عملکردی موتور ثابت و برابر مقدار آن در نقطه طراحی می‌باشد [۱۰] و [۱۱] (دمای گازهای خروجی از توربین در موتور توربک‌تی ۱۰۰ برابر ۹۱۸ کلوین است) پس با اضافه شدن معادله ۷، و با انتخاب دور عملکردی موتور، دستگاه معادلات به ۱۰ معادله‌ی غیرخطی و ۱۰ مجهول تبدیل می‌شود.

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 معادله‌ی (۲) نوشته می‌شود [۱۳].

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

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

طراحی عمل می‌کند (عملکرد خارج از طراحی) که به دنبال آن پارامترهای عملکردی میکروتوربین مانند نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین، توان تولیدی و ... تغییر می‌کنند و با توجه به آنکه بیشتر عمر میکروتوربین در شرایط خارج از طراحی می‌گذرد 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 می‌شوند. مجموع معادلات اجزا و سازگاری، دستگاه معادلاتی را ایجاد می‌کند که از حل این دستگاه، پارامترهای مختلف عملکردی موتور در هر دور و در نتیجه خط عملکردی موتور به دست می‌آید.

پارامترهای ثابت موتور که در شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته‌اند، از جمله η_m ، η_b و ... در جدول ۱ ذکر شده‌اند. مقادیر این پارامترها فرض شده‌است که با توجه به آزمایش‌های تجربی و پژوهش‌های قبلی مقادیر معقولی هستند. یک زیر برنامه با استفاده از مرجع [۲۷] تهیه شده‌است، که برای محاسبه‌ی خواص ترمودینامیکی هوا از آن استفاده شده‌است. پارامترهای عملکردی (مجهولات) موتور در جدول ۲ و معادلات حاکم در ادامه مشاهده می‌شود. بنابراین دستگاه معادلات حاکم بر میکروتوربین در شرایط خارج از نقطه طراحی، شامل ۹ معادله‌ی غیرخطی و ۱۱ مجهول است [۱۲]. در میکروتوربین‌ها به دلایل شرایط کنترلی، دمای گازهای

جدول ۲. پارامترهای عملکردی موتور مرطوب

Table 2. Wet Microturbine Performance Parameters

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	
$\frac{T_3}{T_1}$	
$\dot{w}_{Gen}$	

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

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

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

Table 1. Constant parameters used in wet microturbine simulation

15	$T_1 (^{\circ}C)$
1	$p_1 (bar)$
0.94	η_m
1	η_b
45000	$h_f (kJ / kg)$
0.9	$\mathcal{E}r_d$
0.89	$\mathcal{E}wh_d$
10	$\Delta T_{pinchpoint}$
10	$\Delta T_{approachpoint}$
50	$T_8 (^{\circ}C)$
1.77	$m_w (kg / s)$
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	$\frac{\Delta P_{hrg}}{P_7}$
0.0735	$\frac{\Delta P_{hrg}}{P_{water}}$
0.0125	$\frac{\Delta P_{wh}}{P_6}$

h_{Mix} و H_{Mix} به ترتیب آنتالپی و آنتالپی مخصوص مخلوط هوا و بخار سوپر هیت 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 سوپر هیت بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

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

به ترتیب انتالپی مخصوص هوای خروجی از کمپرسور بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، انتالپی مخصوص بخار تزریقی به هوا بعد از کمپرسور بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم و انتالپی 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].

$$m_a(h_{a_6} + \frac{m_s}{m_a}h_{s_6}) + m_f h_f = \quad (10)$$

$$m_a(h_{a_3} + \frac{m_s}{m_a}h_{s_3} + \frac{m_f}{m_a}h_{f_3})$$

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

به ترتیب انتالپی مخصوص بخار در ورودی توربین و در ورودی محفظه احتراق بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، h_{a_6} و h_{a_3} به ترتیب انتالپی مخصوص هوا در ورودی توربین و محفظه احتراق، h_f ، m_f و m_{f_a} به ترتیب انتالپی 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.

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

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

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

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

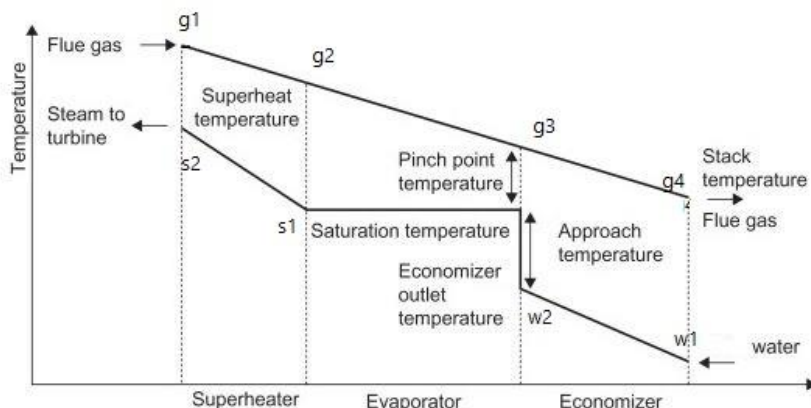
$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{P_3}{P_4}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (6)$$

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

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} انتالپی مخصوص مخلوط هوا و بخار در ورودی و خروجی از توربین بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، T_{4_s} و $h_{mix_{4s}}$ به ترتیب دما و انتالپی 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، cp_{a_3} و cp_{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.

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

$$m_a h_{a_2} + m_s h_s = m_a (h_{a_s} + \frac{m_s}{m_a} h_{s_s}) \quad (9)$$



شکل ۲. بازیاب گرمای مولد بخار

Fig. 2. Heat Recovery Steam Generator

توسط یک شفت به یکدیگر متصل‌اند سرعت دورانی آن‌ها با یکدیگر برابر است (معادله 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_t و N_c 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.

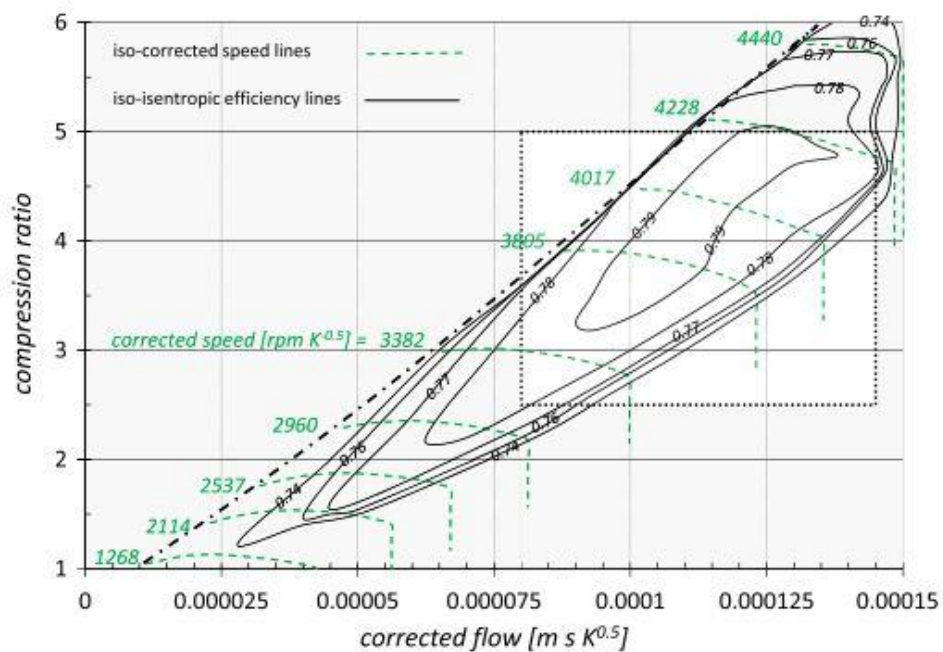
$$(m_a + m_f) \left(h_{ag_1} + \frac{m_s}{m_a} h_{vg_1} \right) \quad (19)$$

$$- \left(h_{ag_3} + \frac{m_s}{m_a} h_{vg_3} \right) = m_s (h_{s_2} - h_{w_2})$$

h_{s_2} و h_{s_2} آنتالپی مخصوص بخار ورودی و خروجی از سوپرهیتر، $h_{mix g_2}$ و $h_{mix g_1}$ 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_{ag_1} و h_{ag_3} به ترتیب آنتالپی مخصوص هوا در ورودی به سوپرهیتر و اکونومایزر، h_{vg_1} و h_{vg_3} به ترتیب آنتالپی مخصوص بخار آب در ورودی به سوپرهیتر و اکونومایزر است و تمامی آنتالپی‌های مخصوص برحسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

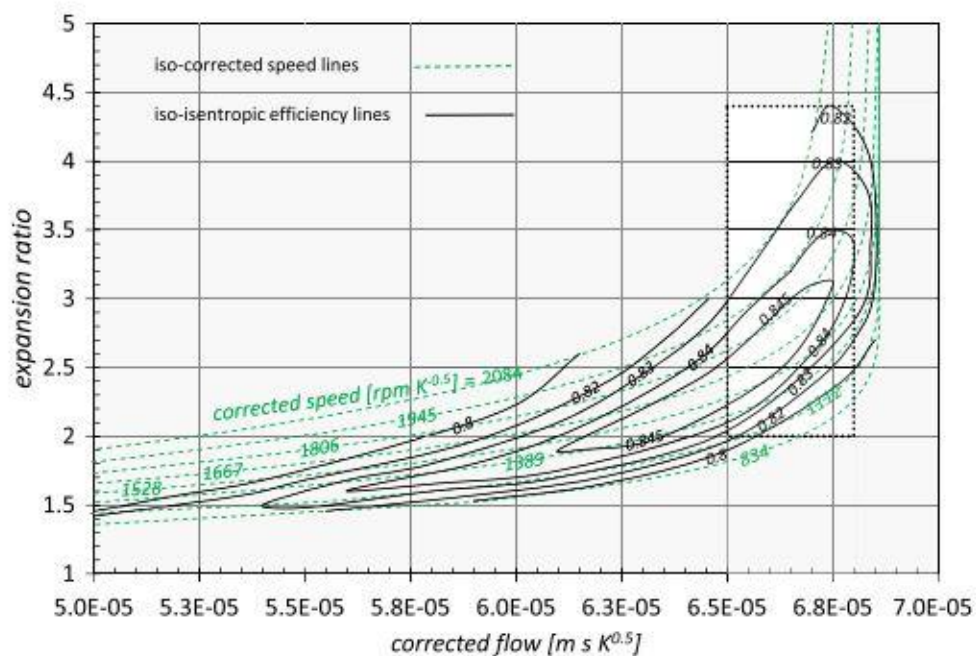
۲-۳- معادلات حاکم در خارج از نقطه طراحی

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 شکل‌های ۳ و ۴ مشاهده می‌شود [۵]. معادله‌ی (۱۶) رابطه سازگاری سرعت دورانی براساس دور بی‌بعد و نسبت بیشترین به کمترین دمای موتور است. از آن‌جا که توربین و کمپرسور



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

Fig. 3. Turboc T100 compressore performance curve



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

Fig. 4. Turboc T100 Turbine performance curve

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{P_3}{P_6} \frac{P_6}{P_5} \frac{P_5}{P_2} \frac{P_2}{P_1} \quad (26)$$

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

$$w_{Gen} = \eta_m \frac{m_t \sqrt{T_3} \frac{P_3}{P_6} \frac{P_6}{P_5} \frac{P_5}{P_2} \frac{P_2}{P_1} \sqrt{T_3}}{P_3} \quad (27)$$

$$(cp_{a_3} + \frac{m_s}{m_c} cp_{v_3}) [\eta_t (1 - \frac{1}{pr_t}^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}})]$$

$$- \frac{m_a \sqrt{T_1}}{P_1} cp_{a_1} [\frac{1}{\eta_c} (pr_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1)]$$

$$\frac{m_t \sqrt{T_3}}{P_3} = \frac{m_a \sqrt{T_1}}{P_1} \frac{P_1}{P_3} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} \frac{m_t}{m_a} \quad (20)$$

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

$$\frac{P_1}{P_3} = \frac{P_1}{P_2} \frac{P_2}{P_5} \frac{P_5}{P_6} \frac{P_6}{P_3} \quad (22)$$

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

۲-۴- 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 [۱۰].

$$\frac{m_t \sqrt{T_3}}{P_3} = \frac{m_a \sqrt{T_1}}{P_1} \frac{P_1}{P_2} \frac{P_2}{P_5} \frac{P_5}{P_6} \frac{P_6}{P_3} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} \left(1 + \frac{m_s}{m_a} + \frac{m_f}{m_a} \right) \quad (23)$$

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.

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

$$w_{Gen} = \eta_m \frac{m_t \sqrt{T_3}}{P_3} \frac{P_3}{P_1} \frac{\sqrt{T_3}}{\sqrt{T_1}} (cp_{a_3} + \frac{m_s}{m_c} cp_{v_3}) \times \frac{(T_3 - T_4)}{T_3} - \frac{m_a \sqrt{T_1}}{P_1} cp_{a_1} \frac{(T_2 - T_1)}{T_1} \quad (25)$$

جدول ۳. مشخصات عملکردی توربک تی ۱۰۰ در نقطه طراحی

Table 3. Performance Specifications of Turbec T100 at The Design point

۱۰۰	توان (کیلووات)
۳۰	بازده (درصد)
۴،۵	نسبت فشار
۷۰۰۰۰	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)
۱۲۲۳	دمای ورودی به توربین (کلوین)
	دبی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)

جدول ۴. اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه سازی توربین تی ۱۰۰ با نتایج تجربی

Table 4. Validation of Simulation Results for turbec T100 Using Experimental Data

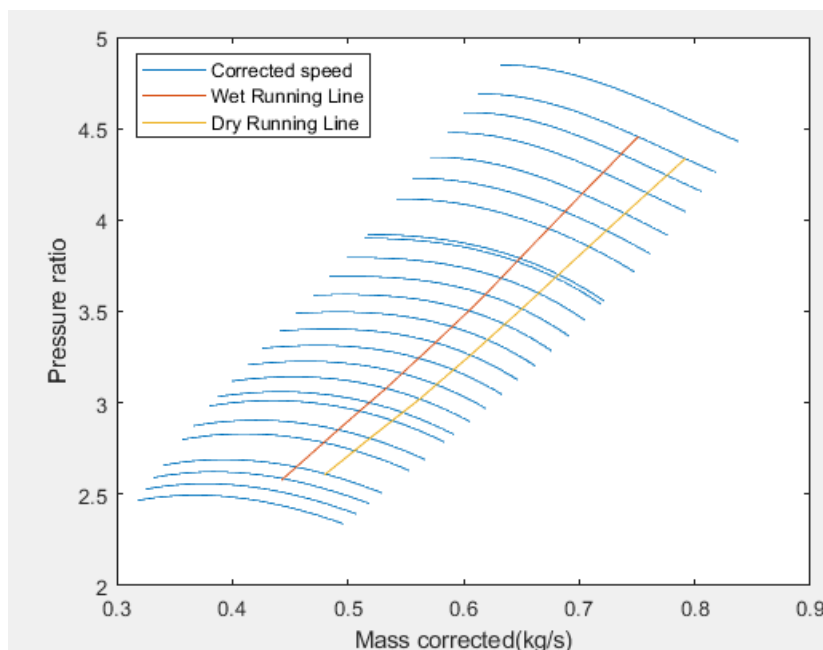
دور (rpm)	۵۷۴۰۹/۴	۶۴۵۸۹/۸	۶۸۱۸۸/۵
دبی اصلاح شده (kg/s)			
تجربی	۰/۵۲۵۶	۰/۶۷۱۸	۰/۷۴۲۶
شبیه سازی	۰/۵۲۹۳	۰/۶۷۱۵	۰/۷۴۵۵
خطا	٪۰/۷	٪۰/۰۴	٪۰/۳۸
نسبت فشار			
تجربی	۲/۹۲۹	۳/۷۴۳	۴/۱۹۶
شبیه سازی	۲/۸۵۷	۳/۶۳۸	۴/۰۶۸
خطا	٪۲/۴	٪۲/۸	٪۳
دمای ورودی به توربین			
تجربی	۱۱۲۸	۱۱۸۲	۱۲۰۶
شبیه سازی	۱۱۲۰/۴	۱۱۷۱/۷	۱۱۹۳/۵
خطا	٪۰/۶۷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

۲-۵ نتایج و بحث

نتایج شبیه سازی موتور توربین 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 توربین 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 سرچ 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

Fig. 5. Performance Line Of Wet and Dry Micriturbine

خشک و مرطوب در توان ۹۰ کیلووات گزارش شده است. در حالت خشک توان الکتریکی ۹۰ کیلووات در $67774/91$ دور بر دقیقه تامین می شود در حالی که با تزریق بخار، می توان در دوری کمتر ($63068/39$ 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.

۲-۶- نتیجه گیری

بیشترین بخاری که با استفاده از گرمای گاز خروجی از توربین می توان تولید کرد سبب دستیابی به بیشترین توان الکتریکی و کمترین گرما در هر دور می شود. اگر مقدار بخار تزریقی در هر دور، از کمترین تا بیشترین مقدار بخاری که می توان تزریق کرد؛ را تغییر داد، مقادیر مختلفی از نسبت توان الکتریکی به گرما حاصل می شود که این اتفاق سبب منعطف شدن موتور با نیاز مصرف کننده 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

برخی از خواص ترمودینامیکی و پارامترهای موتور در دو حالت خشک و مرطوب در $67940/67$ 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.

تزریق 0.37697 کیلوگرم بر ثانیه بخار به موتور در $67940/67$ 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

جدول ۵. مقایسه موتور خشک و مرطوب در ۶۷۹۴۰/۶۷ دور بر دقیقه

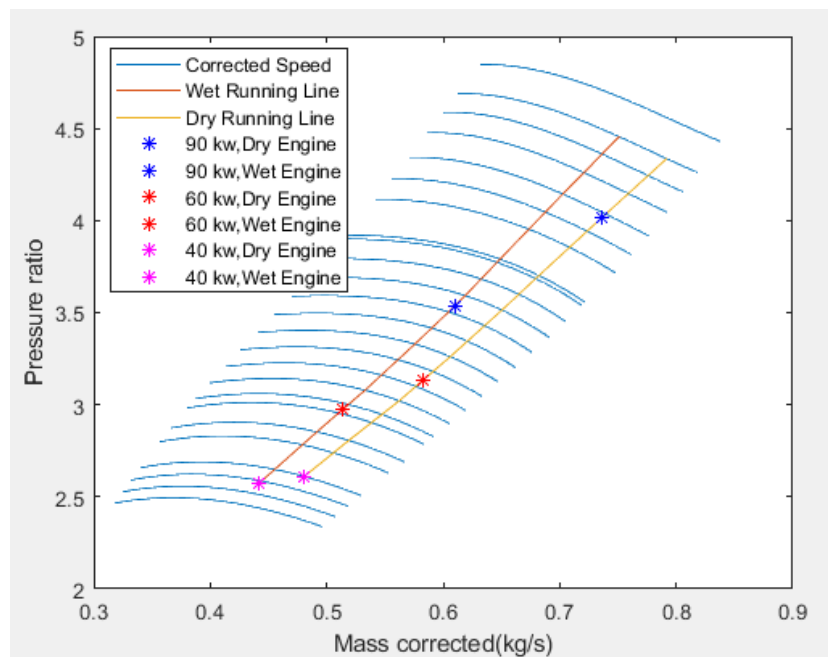
Table 5. Comparison of Dry and Wet Microturbine at 67940.67 rpm

مرطوب	خشک	
۴۷۱/۴۴۰۶	۴۶۸/۲۵۲۶	دمای خروجی کمپرسور (کلوین)
۴۱۹/۸۹۰۲	۴۰۸/۸۴۳۲	فشار خروجی کمپرسور (کیلوپاسکال)
۱۱۸۴/۴۴۲	۱۱۹۱/۹۱۱	دمای ورودی توربین (کلوین)
۳۸۹/۷۷۸۲	۳۸۹/۰۵۳۳	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

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

Table 6. Comparison of Dry and Wet Microturbine at 90 Kw

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)
۰/۰۲۸۷۲۲	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 ۴۰، ۶۰ و ۹۰ کیلووات

Fig. 6. Performance point of a microturbine under dry and wet conditions at power outputs of 40, 60, and 90 kW

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

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.

منابع

- [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*

- [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.
- 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.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

F. Rahmania, A. Mesgarpour Tousi, H. Khaleghi, Study the Effect of Water Injection Upstream of the Compressor of a Gas Microturbine Engine on the Off-design Performance, Amirkabir J. Mech Eng., 57(1) (2025) 89-104.

DOI: [10.22060/mej.2025.23641.7790](https://doi.org/10.22060/mej.2025.23641.7790)

