

بررسی پارامترهای راندمان حرارتی و دمای عملکرد در توربینهای گازی GE-F5 در نتیجه تزریق بخار در سیستم VODOLEY

محسن قاضی خانی^۱، نیما منشوری، داود تفضلی^۲

دانشگاه فردوسی مشهد

دانشکده مهندسی

E-mail: Ghazikhani@Ferdowsi.um.ac.ir

چکیده

سیستم VODOLEY یک سیستم تزریق بخار میباشد که از لحاظ تامین بخار تا حد بسیار زیادی خودکفا می باشد به گونه ای که بخار آب موجود در محصولات احتراق جدا شده و قسمت اعظم آن در Transition Piece که محل عبور محصولات احتراق با دمای بالا می باشد تزریق می گردد. بررسی ها نشان می دهد که دمای بعد از اتاق احتراق و ورودی به توربین در حالت تزریق بخار در این سیستم بین ۵ الی ۱۱ درصد کاهش پیدا می کند، به گونه ای که این کاهش سبب می شود که توربین گازی با افزایش دمای محیط تا ۴۰ درجه سانتیگراد در سیستم VODOLEY مطابق با بدون تزریق بخار در دمای ۱۰ درجه سانتیگراد محیط عمل نماید. علاوه بر آن راندمان حرارتی نیز حدود ۱۰ درصد افزایش می یابد اما نسبت کار برگشتی B.W بین ۱۵ الی ۳۰ درصد افزایش می یابد.

واژه‌های کلیدی: توربین گاز، تزریق بخار، دمای ورودی به توربین، نسبت کار برگشتی

مقدمه

از مهمترین مشکلات مربوط به توربین های گازی در نیروگاهها کاهش توان تولیدی و راندمان آنها در فصل تابستان است. این مشکل برای کشورهای که در مناطق گرمسیری قرار دارند به مراتب بیشتر است، به گونه ای که افزایش ۴۰ درجه سانتیگراد دمای محیط به میزان ۳۰ درصد از توان تولیدی می کاهد [۱]. روشهای متفاوتی برای جبران کاهش قدرت ناشی از افزایش دمای محیط در توربین های گازی پیشنهاد شده اند که بعضا به شرح ذیل می باشند:

- استفاده از سرمایه‌های تبخیری با استفاده از دیواره های پوشالی. این روش ساده ترین روش برای کاهش دما می باشد.
- بکارگیری سیستمهای تبرید جذبی با استفاده از انرژی تلف شده اگزوز برای کاهش دمای ورودی در توربین های گازی [۲] و [۳].
- تزریق بخار به توربین های گازی برای کاهش دمای محصولات احتراق بعد از اتاق احتراق و ورودی به توربین و جبران افزایش دمای محیط در این توربین ها [۱].
- خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی با پاشش آب به جریان هوا [۴] و [۵].

۱- استادیار

۲- کارشناس ارشد

- سیال عامل در محاسبات، هوا با رفتار گاز کامل با گرمای ویژه متغیر فرض شده است.

- ارزش حرارتی متان مطابق با آنالیز شیمیایی سوخت گاز طبیعی مشهد معادل 49884 kJ/kg در نظر گرفته شده است.

- شرایط ترمودینامیکی بخار تزریقی در توربین های گازی مطابق با حالت ترمودینامیکی مورد استفاده در بستر آزمایش در دمای 350°C درجه سانتیگراد و فشار 20 بار در نظر گرفته شده است.

- فرآیندهای تراکم و انبساط در کمپرسور و توربین آدیاباتیک فرض شده اند .

- افت فشار در محفظه احتراق ناچیز در نظر گرفته شده است .

- با توجه به رقیق بودن بسیار زیاد مخلوط سوخت و هوا در توربین های گازی ، جرم مولکولی مخلوط محصولات احتراق و بخار آب معادل هوا فرض شده است .

- از آنجائیکه با تزریق بخار قبل از ورود سیال داغ به توربین فشار خروجی کمپرسور افزایش می یابد لذا ماکزیمم فشار خروجی کمپرسور 9 بار در نظر گرفته شده است. در توان تولیدی 19 MW فشار خروجی کمپرسور 8.71 محاسبه شده است . لذا با توجه به توان تولیدی 25 MW برای توربین میتوان مقدار فشار خروجی کمپرسور را 9 بار فرض کرد . [۹]

- دمای اگزوز در محاسبات 500°C درجه سانتیگراد فرض شده است. با توجه به داده های اندازه گیری شده از توربین گازی GE-F5 نیروگاه مشهد و با توجه به اینکه بخار تولید شده توسط بویلر باید در شرایط ترمودینامیکی دمای 350°C و فشار 20 بار باشد وجود اختلاف دمای مناسب برای ایجاد بخار ضروری می باشد. لیکن فرض دمای 500°C برای دمای اگزوز فرض مناسبی می باشد . [۹]

- قدرت خروجی توربین 25 MW در نظر گرفته شده است ، حداکثر قدرت توربین های گازی GE-F5 25 MW است که این قدرت در دماهای مختلف محیط با سیستم VODOLEY ثابت در نظر گرفته شده است .

- با توجه به نتیجه محاسبات انجام شده در شکل ۶ راندمان احتراق 98.5% فرض شده است [۸]، [۹] و [۱۰] .

محاسبات سیستم VODOLEY :

- خنک کردن هوای خروجی از کمپرسور توربین گازی با پاشش آب به جریان هوا [۴] و [۵] .

- تزریق بخار در محفظه احتراق [۶] و [۷] .

با توجه به اینکه در کشور ما این مشکل گریبانگر نیروگاههای گازی است ، لذا بررسی دقیق و علمی این امر از اهمیت ویژه ای برخوردار است .

توضیح سیستم VODOLEY :

همانطور که در شکل (۱) ملاحظه می شود در مسیر اگزوز ابتدا بویلر بازیافت قرار گرفته است (شماره ۲) سپس آب کندانس شده توسط کندانسور (شماره ۳) در مخزن اولیه کندانسور (شماره ۴) آماده می شود. ترکیبات و ناخالصیهای غیر ضروری آب کندانس شده در تصفیه کننده (شماره ۵) در حد مطلوبی تصفیه شده و بخشی از آن در مخزن تغذیه (شماره ۷) جمع آوری و خنک شده تا بتواند جهت بازیابی بخار آب موجود در محصولات اگزوز توسط انژکتورهای کندانسور در مسیر شماره ۷ در قسمت بالای کندانسور بر روی جریان عبوری از اگزوز پاشیده شود . بخش دیگری از آب تصفیه شده از مسیر ۸ به بویلر پمپ برگشته تا بخار مورد نیاز برای تزریق فراهم و به توربین تزریق شود.

بستر آزمایش و نحوه انجام آزمایشات :

به منظور بررسی اثرات بخار تزریقی در پارامترهای مختلف سیکل توربین گاز مورد نظر بستر تستی مطابق با شکل (۲) در نیروگاه مشهد ساخته شد. همانطور که در شکل ملاحظه می شود بخار مورد نیاز برای تزریق از بویلر واحد ۱ نیروگاه بخار 60 مگاواتی اشکودا که در نزدیکی محل قرار دارد تامین می شود. این بخار پس از حصول از شرایط ترمودینامیکی لازم برای تزریق بوسیله تجهیزات لوله کشی مربوطه تا محل توربین گاز مورد نظر آورده شده و سپس توسط انژکتورهای تعبیه شده در ناحیه Transition Piece (بین محفظه احتراق و ورودی توربین) تزریق می شود.

فرضیات مورد استفاده برای محاسبات تزریق

بخار در توربین های GE-F5 در سیستم

: VODOLEY

یا از اطلاعات اولیه بوده و یا از طریق آزمایش بدست آمده اند.

محاسبه دمای ورودی به توربین در سیستم VODOLEY:

با توجه به حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۵)، دمای ورودی به توربین از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$h_3 = h_4 + \frac{\dot{m}_{air}(h_2 - h_1) + \dot{W}_{Cycle}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_f + \dot{m}_s} \quad (۴)$$

با محاسبه h_3 از رابطه ۴ دمای T_3 با استفاده از جدول استاندارد هوا محاسبه می شوند.

محاسبات مربوط به راندمان آیزنتروپیک توربین و کمپرسور در سیستم VODOLEY:

راندمان آیزنتروپیک توربین از رابطه ۵ و راندمان آیزنتروپیک کمپرسور از رابطه ۶ بدست می آید:

$$\eta_{tur} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4S}} \quad (۵)$$

$$\eta_{Comp} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (۶)$$

مطابق رابطه ۵ مقادیر h_4 با توجه به دمای اگزوز معلوم است، h_3 در بخش ۴-۵ محاسبه شده است، h_{4S} نیز با فرض توربین آیزنتروپیک محاسبه شده است. مطابق رابطه ۶ مقادیر h_1 با توجه به دمای ورودی معلوم است، h_2 با محاسبه دمای خروجی کمپرسور با توجه به بخش ۵-۱ بدست می آید، h_{2S} نیز با فرض کمپرسور آیزنتروپیک محاسبه شده است.

محاسبه قدرت مورد نیاز پمپ بویلر در سیستم VODOLEY:

توان مصرفی پمپ از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{W}_P = \dot{m}_w \int_{P_1}^{P_2} v dp \quad (۷)$$

قدرت مورد نیاز پمپ برای بیشترین دبی جرمی بخار تزریقی محاسبه

محاسبه دمای خروجی کمپرسور بعد از تزریق بخار در سیستم VODOLEY:

دمای خروجی کمپرسور با استفاده از رابطه زیر و با فرض $\gamma=1.4$ محاسبه شده است:

$$T_{2a} = T_{2b} \left(\frac{P_{2a}}{P_{2b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (۱)$$

محاسبه فشار خروجی کمپرسور بعد از تزریق بخار در سیستم VODOLEY:

فشار خروجی کمپرسور بصورت تابعی از انرژی آزاد شده در محفظه احتراق در نظر گرفته شده است [۹]. این تابع بصورت رابطه ۲ در سیستم VODOLEY آورده شده است.

$$P_2 = f(\dot{m}_f Q_{LHV} + \dot{m}_s h_s) \quad (۲)$$

رابطه (۲) فشار خروجی کمپرسور را بعنوان تابعی از انرژی آزاد شده در محفظه احتراق و انرژی حاصل از بخار تزریقی می داند. روش بدست آوردن این تابع در شکل (۳) نشان داده شده است. نتایج بدست آمده از فشار خروجی کمپرسور و میزان ارزش حرارتی سوخت مصرفی ($\dot{m}_f Q_{LHV}$) برای توربین گازی بدون تزریق بخار در آزمایشهای مختلف ترسیم شده است، سپس با توجه به میزان انرژی بعد از کمپرسور در سیستم VODOLEY که شامل ۲ پارامتر است ($\dot{m}_f Q_{LHV} + \dot{m}_s h_s$) این انرژی محاسبه و از طریق همین تابع فشار خروجی کمپرسور محاسبه شده است.

محاسبه دبی جرمی بخار و سوخت

با توجه به تابع تغییرات فشار خروجی کمپرسور نسبت به میزان انرژی آزاد شده از اتاق احتراق این تابع برای هر دمای مشخص محیط بصورت تجربی مطابق شکل (۳) موجود است، از طرفی با توجه به شکل (۴) داریم:

$$h_4 = \frac{\dot{m}_{air} h_1 + \dot{m}_f \eta_{comb} Q_{LHV} + \dot{m}_s h_s - \dot{W}_{C.V}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_f + \dot{m}_s} \quad (۳)$$

از آنجاییکه دمای اگزوز مشخص می باشد لذا انتالپی اگزوز h_4 معلوم است. با استفاده از روابط ۲ و ۳ دستگاه ۲ معادله و ۲ مجهول \dot{m}_f و \dot{m}_s محاسبه شده اند. سایر پارامترها در روابط ۲ و ۳ داده های معلومی می باشند که

سیستم VODOLEY و نیز مصرف سوخت را نشان می دهد. در این شکل ملاحظه می شود که میزان بخار با فرض دمای اگزوز ۵۰۰ درجه سانتیگراد و فشار خروجی کمپرسور ۹۰۰ kPa در دمای محیط ۱۵- حداکثر و به مقدار ۱۳٫۹ کیلوگرم بر ثانیه می باشد، همچنین این مقدار برای دمای ۴۰ درجه سانتیگراد محیط ۶٫۸۹ کیلوگرم بر ثانیه در توربین های گازی از نوع PG 5361 برای تولید ۲۵ MW توان تولیدی می باشد. علت کاهش میزان بخار در دماهای بیشتر محیط ضرورت افزایش جزئی میزان سوخت مصرفی در دماهای بالاتر می باشد. شکل (۸) فشار خروجی کمپرسور را در دو حالت با تزریق بخار و بدون تزریق بخار نشان داده است. فشار خروجی کمپرسور در سیستم های با تزریق بخار اعم از سیستم CHENG و یا VODOLEY از حالت بدون تزریق بخار بیشتر است. این بزرگترین نقص استفاده از سیستم های با تزریق بخار در توربین های گازی است. این فشار افزایش یافته در سیستم های تزریق بخار افزایش دمای خروجی کمپرسور را نیز بدنبال دارد. این مساله در شکل (۹) نشان داده شده است. شکل (۱۰) نشان دهنده یکی از مزایای مهم تزریق بخار در توربین های گازی است. در این شکل مشاهده می شود که دمای ورودی به توربین در حالت تزریق بخار کاهش یافته است لذا با توجه به محدودیت دما در تحمل پره های توربین امکان افزایش قدرت با تزریق بخار وجود دارد.

شکل (۱۱) راندمان حرارتی توربین گاز را در سیستم VODOLEY با حالت بدون تزریق بخار مقایسه می کند. همانطور که در شکل ملاحظه می شود در این حالت راندمان حدود ۱۲٪ از حالت بدون تزریق بخار بیشتر است. دلیل عمده آن استفاده از انرژی تلف شده اگزوز جهت تولید بخار تزریقی و نیز بالاتر بودن راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین است. همانطور که در شکل دیده می شود راندمان سیستم VODOLEY از ۴۲٪ در دمای ۱۵- درجه به ۳۸٪ در دمای ۴۰ درجه سانتیگراد محیط رسیده است. با توجه به شکل های (۱۲) و (۱۳) ملاحظه می شود که راندمان آیزنتروپیک توربین و کمپرسور در سیستم VODOLEY در مقایسه با حالت بدون تزریق بخار افزایش یافته است. این افزایش عمدتاً به علت افزایش فشار در خروجی کمپرسور و یا در ورودی به توربین در مقایسه با حالت بدون تزریق بخار است.

شود. P₁ فشار محیط و حدود ۹۲ kPa, P₂ فشار مورد نیاز بویلر و نیز فشار تزریق و حدود ۲۰ kPa که در بستر آزمایش اندازه گیری شده است لذا قدرت مورد نیاز kW ۲۷۸ است [۹].

محاسبه راندمان حرارتی توربین های گازی GE-F5 با سیستم VODOLEY :

راندمان حرارتی توربین های گازی در سیستم VODOLEY عبارت است از نسبت کار خالص سیکل به انرژی حرارتی حاصل از احتراق سوخت، از آنجائیکه در سیستم VODOLEY جهت بازیافت بخار آب موجود در محصولات احتراق توسط بویلر بازیافت از پمپ استفاده می شود لذا لازم است تا توان مصرفی آنها در محاسبات منظور شود. محاسبات نشان می دهند که حداکثر توان تقریبی ۲ پمپ مورد استفاده kW ۵۰۰ می باشد که در محاسبه راندمان تاثیر ناچیزی دارد، لذا داریم :

$$\eta_{Cycle} = \frac{\dot{W}_{Cycle}}{\dot{m}_f Q_{LHV} \eta_{Comb.}} \quad (8)$$

محاسبه نسبت کار برگشتی به کمپرسور (B.W) در سیستم VODOLEY :

$$B.W = \frac{\dot{m}_a (h_2 - h_1)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_s)(h_3 - h_4)} \quad (9)$$

داده ها و اطلاعات محاسبات :

در تاریخ ۱۳۷۹/۱۰/۲۰ گروه حرارت و سیالات پروژه تزریق بخار به توربین گازی با هماهنگی های قبلی و فراهم نمودن امکانات آزمایشگاهی در محل نیروگاه مشهد حاضر شده و اقدام به اندازه گیری پارامترهای مختلف توربین در حالت بدون تزریق نمودند که این پارامترها در جدول ۱ نشان داده شده اند [۹].

بررسی نتایج محاسبات توربین گازی با سیستم VODOLEY :

با توجه به نتایج آزمایشات صورت گرفته و نیز فرضیات بخش ۴ نتایج محاسبات در شکل های (۷) الی (۱۶) نشان داده شده است. شکل (۷) گذر جرمی بخار تزریقی در

۴- گذر جرمی بخار تزریقی در سیستم VODOLEY در دماهای بالا در توان ثابت کاهش می یابد چراکه برای تامین T3 و دمای اگزوز بایستی میزان سوخت را کمی افزایش داد .

۵- قدرت مصرفی پمپهای لازم برای گردش سیال در بویلر توربین PG 5361 در سیستم VODOLEY حداکثر ۵۰۰ kW بوده و تاثیر بسیار ناچیزی در راندمان سیکل دارد.

مراجع :

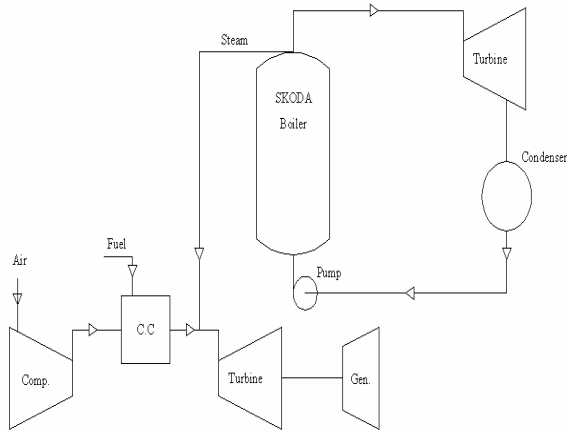
- 1-H. Horlock, "Combined Power Plants Including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT plants", First Edition, Chapter 7 Page 256, Printed in U.K, by B.P.C.C. 1992.
- 2-Mohanty and G.Paloso JR, "Enhancing Gas Turbine Performance By Intake Air Cooling Using an Absorption Chiller", School of Environment, Resources and Development , Asian Institute of Technology, P.O.Box 2754,Bangkok 10501,Thailand,1993.
- 3-Vito Lumpugnano, "Various Turbine Inlet Air Cooling Mechanical Refrigerant Systems, Comparison and Optimization", Design and Engineering Department , Stellar Group, Jacksonville, Proceeding of 2000 International Joint Power Generation Conference Miami Beach, Florida , July 23-26,2000.
- 4-Ashraf M.Bassily, "Effects of Evaporative Inlet and after Cooling on the Recuperated Gas Turbine Cycle", Nuclear Engineering Laboratory, USA, 2001.
- 5-Qun Zheng, Minghong Li and Yufeng Sun, "Thermodynamic Performance of Wet Compression and Regenerative (WCR) Gas Turbine", Harbin Engineering University, Harbin 150001 China, Proceeding of ASME Turbo Expo 2003, Power for Land ,Sea, and Air, Atlanta, Georgia, June 16-19,2003
- 6-T.S.Kim, C.H.Song, S.T.Ro, S.K.Kauh, "Influence of Ambient Condition on Thermodynamic Performance of The Humid Air Turbine Cycle", Department of Mechanical Engineerg , Seel National University, Sout 151-742 Sout Korea 1999.
- 7-Mircea Cârdu, Malvina Baica, "Gas Turbine Installation with Total Water Injection in The Combustion Chamber", Energy Conversion and Management 2395-2404, 2001.

شکل (۱۴) مقایسه دبی جرمی سوخت را در دو حالت با تزریق بخار و بدون تزریق بخار نشان می دهد . با توجه به شکل کاملا واضح است که مصرف سوخت نسبت به حالت بدون تزریق بخار کاهش یافته است. نسبت کار برگشتی به کمپرسور به علت افزایش فشار و دما در خروجی کمپرسور در سیستم VODOLEY بیشتر از حالت بدون تزریق بخار می باشد. این مساله در شکل (۱۵) بطور واضح نشان داده شده است.

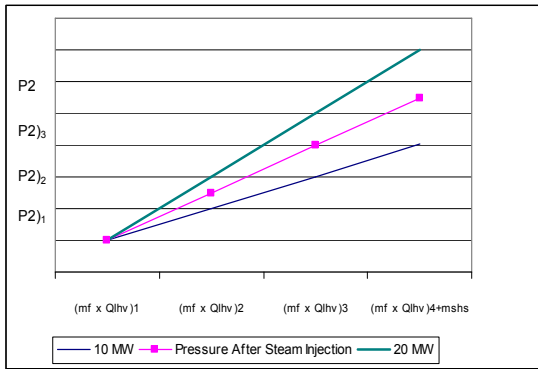
در حقیقت می توان اینگونه نتیجه گرفت که عامل افزایش راندمان کاهش میزان گذر جرمی سوخت مورد نیاز برای تولید توان ثابت در توربین می باشد . البته این نکته بدیهی است که در حقیقت انرژی لازم در توربین های گازی با تزریق بخار جایگزین کاهش سوخت مصرفی شده که از یک سو باعث افزایش راندمان و از سوی دیگر باعث کاهش دمای ورودی به توربین و دمای اگزوز میشود . در شکل (۱۶) مقایسه دمای اگزوز در دو حالت با تزریق بخار و بدون تزریق بخار نشان داده شده است . این شکل بوضوح مزیت عمده سیستم VODOLEY را با حالت بدون تزریق بخار نشان می دهد ، علاوه بر این با توجه به شکل (۱۶) چنین استنباط می شود که توربین های گازی در حالت بدون تزریق بخار و با فرض دمای اگزوز معادل ۵۰۰ درجه سانتیگراد در صورتی قادر به تامین توان MW ۲۵ میباشند که دمای محیط از ۱۰ درجه سانتیگراد کمتر باشد. در صورتیکه دمای محیط از ۱۰ درجه سانتیگراد افزایش پیدا کند، دمای محصولات اگزوز از حد مورد قبول افزایش می یابد در صورتیکه چنین محدودیتی برای توربین های گازی با سیستم VODOLEY وجود ندارد .

نتیجه گیری :

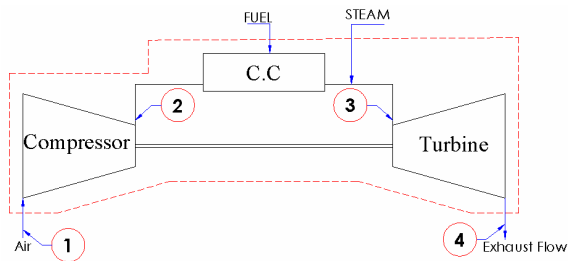
- ۱- در سیستم VODOLEY دمای ورودی به توربین (T3) نسبت به حالت بدون تزریق بخار به میزان قابل توجهی کاهش می یابد .
- ۲- مقایسه دمای اگزوز سیستم VODOLEY با بدون تزریق بخار در توربین PG 5361 نشان می دهد که در این توربین ها در حالت بدون تزریق بخار امکان تولید توان MW ۲۵ در دماهای محیط بیشتر از ۱۰ °C وجود ندارد .
- ۳- B.W در سیستم VODOLEY از حالت بدون تزریق بخار بیشتر است .



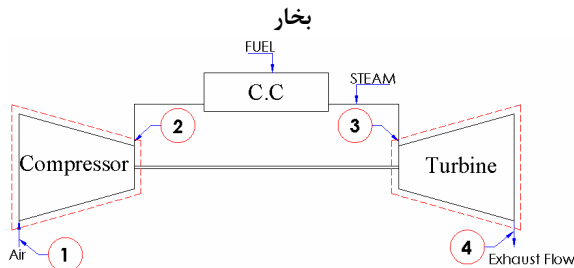
شکل (۲): شماتیک بستر آزمایش



شکل (۳): تغییرات فشار خروجی کمپرسور بر اساس انرژی آزاد شده در محفظه احتراق



شکل (۴): حجم کنترل برای محاسبه دمای اگزوز پس از تزریق بخار



شکل (۵): حجم کنترل در نظر گرفته شده برای محاسبه دمای سیال ورودی به توربین

8-M. Ghazikhani , “Spark ignition Engine Warm-Up and Emissions: Effect of Inlet Air Preheat and Steam Injection”, Dept. of Fuel and Energy, The University of Leeds, Ph.D. Thesis, 1993.

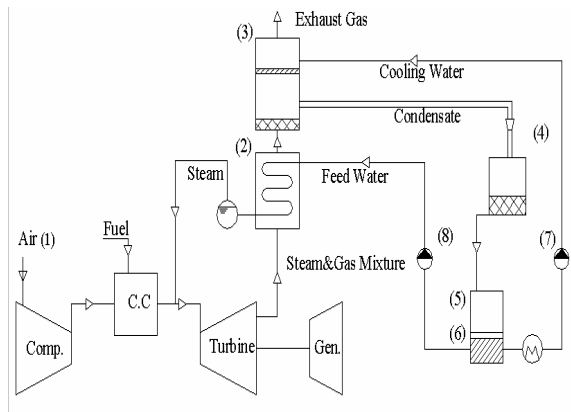
۹- محسن قاضی خانی، نیما منشوری، داود تفضلی “ بررسی اثر تزریق بخار در توربینهای گازی GE-F5 ” پایان نامه کارشناسی گروه مکانیک دانشکده مهندسی دانشگاه مشهد ۱۳۸۱.

۱۰- محسن قاضی خانی، نیما منشوری، داود تفضلی “ تاثیر دمای محیط بر عملکرد توربینهای گازی GE-F5 ” نشریه انرژی ایران سال هفتم شماره ۱۵ ابان ۱۳۸۱.

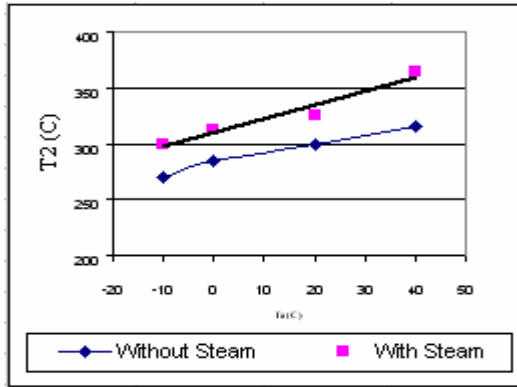
11-R.E.Sonntag, G.Borgnakke and G.J. Van Wylen “Fundamental of Thermodynamics” 5th Ed. John Wiley and Sons, 1998.

جدول ۱: پارامترهای مختلف اندازه گیری شده در حالت بدون تزریق بخار در تاریخ ۱۳۷۹/۱۰/۲۰

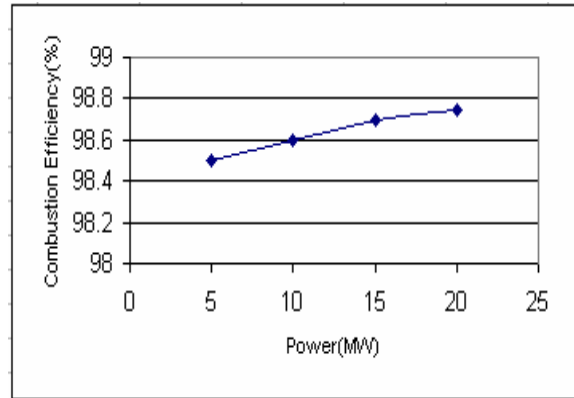
Item No.	Power MW	T(amb) K	P(amb) bar	rp	T2 K	P2 BAR	T4 K	ma kg/Sec	mf kg/Sec	N RPM
1	0	277	0.9012	7.66	520	6.91	446	107	0.46	5100
2	5	277	0.9007	8.31	530	7.49	531	102	0.66	5100
3	10	277	0.9001	8.78	539	7.91	599	100	0.9	5100
4	15	277	0.9006	9.33	548	8.41	667	102.1	1.18	5100
5	19	277	0.899	9.68	554	8.71	728	101	1.4	5100



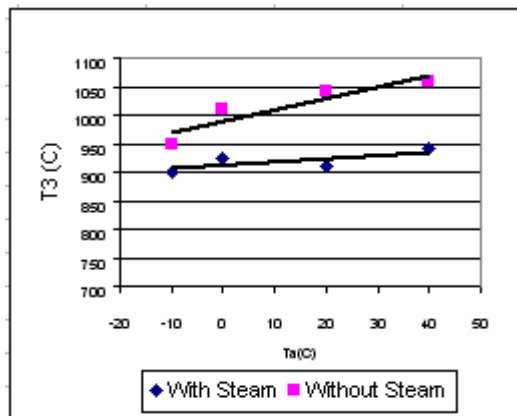
شکل (۱): شماتیک سیستم VODOLEY



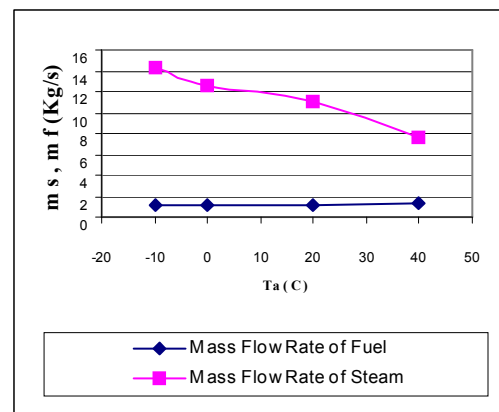
شکل (۹): مقایسه دمای کمپرسور بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



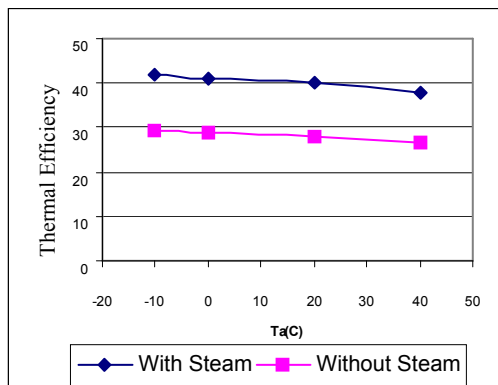
شکل (۶): تغییرات راندمان احتراق بر حسب قدرت خروجی



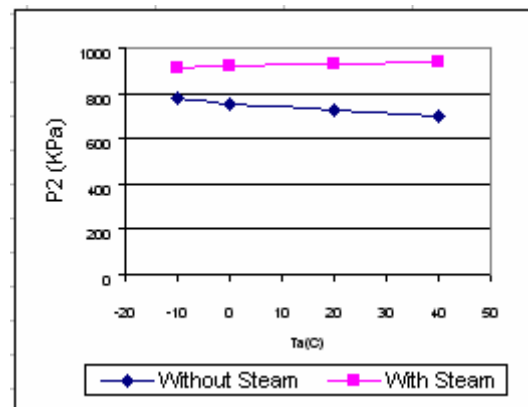
شکل (۱۰): مقایسه دمای توربین بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



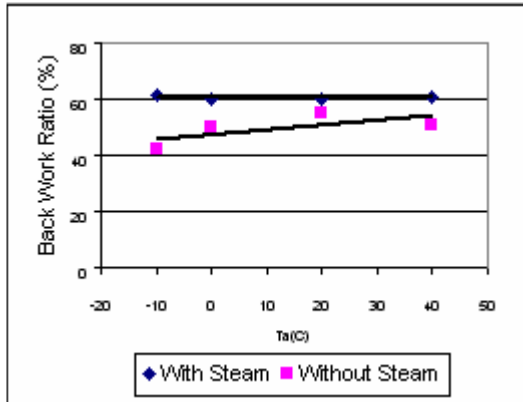
شکل (۷): مقایسه دبی بخار و سوخت بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



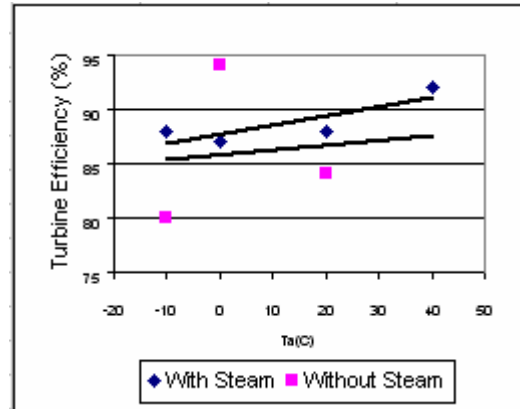
شکل (۱۱): مقایسه راندمان حرارتی بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



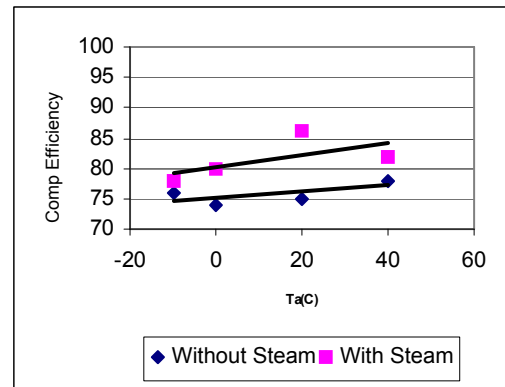
شکل (۸): مقایسه فشار کمپرسور بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



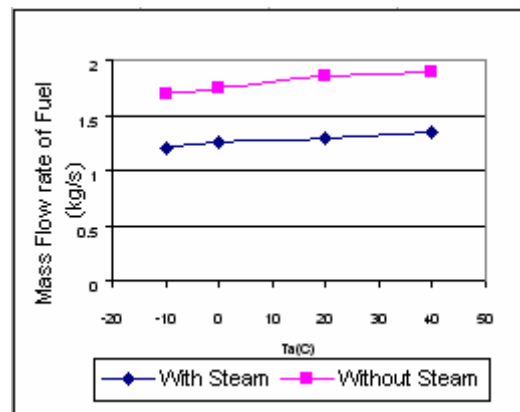
شکل (۱۵): مقایسه کار برگشتی بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



شکل (۱۲): مقایسه راندمان توربین بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



شکل (۱۳): مقایسه راندمان کمپرسور بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW



شکل (۱۴): مقایسه مصرف سوخت بر حسب دمای محیط در توان ثابت ۲۵ MW