تحلیل پارامتر های عملیاتی توربین گاز با خنک کاری مه پاشی هوای ورودی به کمپرسور

ایمان کاکادزفولی
دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک- دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول
Dezfouly63@gmail.com

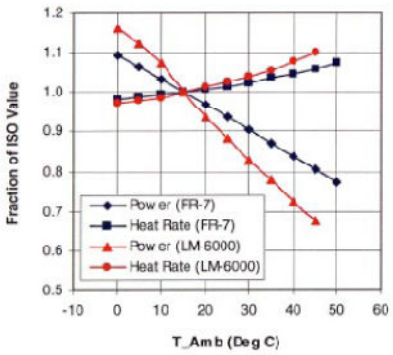
چکیده
توربین های گازی یکی از مهمترین ماشینهای تولید توان به شمار می آیند با توجه به جایگاه مهم این توربین ها و به کارگیری گسترده آنها در نیروگاهها همواره تلاشهای زیادی در راستای افزایش راندمان سیکل کاری توربین های گازی صورت پذیرفته است. با توجه به افزایش دمای هوا در ماههای گرم سال چگالی هوا و به دنبال آن قدرت خروجی از توربین های گازی کاهش می یابد. یکی از مهمترین راهکارهای افزایش راندمان توربین های گازی خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می باشد. از اصلی ترین روشهای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده از سیستم مه پاشی می باشد. در این مقاله به مدلسازی ترمودینامیکی خنک کاری مه پاشی، با استفاده از مدل قطره پرداخته شده است. در ابتدا برای محاسبه تبخیر قطرات بوسیله تفاوت غلظت بخار در سطح قطره و هوای محیط کانال ورودی به کمپرسور، مدل می شود، سپس برای محاسبه پارامترهای عملیاتی توربین گاز یک کد کامپیوتری تهیه شده وپس از مقایسه نتایج آن با داده های تجربی، نتایج برای نیروگاه گازی شهید مدحج اهواز بدست آورده شده است.

کلمات کلیدی:توربین گاز، مه پاشی، مدل قطره

مقدمه

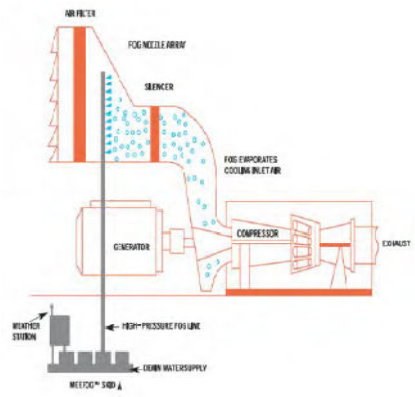
توربین های گازی کاربرد گسترده ای در بخش تولید انرژی الکتریکی، افزایش فشار در ایستگاه های انتقال گاز و تولید قدرت لازم در کمپرسورهای افزاینده فشار خط دارند. از معایب این توربین ها، تحت تأثیر قرار گرفتن بازده و توان خروجی در اثر شرایط جوی و محیطی می باشد. توان خروجی توربین گازی تابع دما و شرایط محیط می باشد، توربین های معمولی به ازای هر یک درجه سانتیگراد افزایش دما ۵ الی ۹ درصد کاهش قدرت خواهند داشت[1]. اثر دمای محیط بر تغییر توان خروجی دو نوع از توربین ها نسبت به شرایط ایزو در شکل(۱) نشان داده شده است.

برای شرایط جوی یک شرایط موسوم به شرایط ایزو (دما ۱۵ درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی ۶۰ درصد) تعریف می گردد که ظرفیت توربین ها در این شرایط کارکرد، ارائه می گردد. کاهش در توان خروجی مشکلات زیادی را برای تولید کنندگان مخصوصا هنگام افزایش تقاضا در تابستان بوجود می آورد. از آنجا که کمپرسور حدود ۱/۳ تا ۲/۳ کار تولیدی توربین را مصرف می کند،یکی از راههای افزایش توان توربین، کاهش کار کمپرسور آن می باشد. از آنجا که متراکم کردن هوا در دمای کمتر به علت داشتن حجم مخصوص کوچکتر از هوای با دمای بیشتر به انرژی کمتری نیاز دارد، خنک کاری میانی در حین تراکم یا در بین دو مرحله از آن راه موثری برای کاهش کار کمپرسور می باشد. در این روشها گرمای جذب شده از سیستم خارج می شود و به سیکل باز نمی گردد، بنابراین روشهای خنک کاری میانی، اگرچه کار تولیدی توربین افزایش می یابد اما ممکن است در برخی موارد کارایی کل سیستم کاهش یابد.



شکل(۱) تغییرات توان دو نوع از توربین ها بر حسب تغییرات شرایط محیط نسبت به شرایط ایزو [1]

راه دیگری که در سال های اخیر به طور گسترده مورد توجه قرار گرفته است تزریق قطرات ریز آب به بالا دست جریان هوای ورودی به داخل کمپرسور می باشد. شکل (۲) نحوه بکارگیری سیستم مه پاشی برای سرمایش هوای ورودی کمپرسور توربین گازی را نشان می دهد.



شکل (۲) نحوه بکارگیری سیستم مه پاشی ورودی کمپرسور

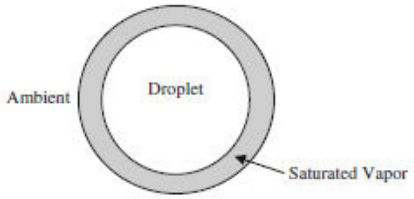
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.2.3]

گرمای زیادی که آب جذب می کند تا تبخیر شود ایده استفاده از سیستم مه پاشی را بوجود آورد. این روش از سال ۱۹۵۰ مورد توجه قرار گرفت، هنگامی که ویلکوکس و تروت [2] پیشنهاد دادند که تزریق آب به داخل هوای ورودی به کمپرسور، باعث کاهش دمای خروجی هوا از کمپرسور و کاهش کار مصرفی کمپرسور می گردد. بارگاوا و هومجی [1] پارامترهای موثر بر سیکل توربین گاز خاصی به روش تجربی بدست آوردند. چاکر و همکاران[3] فرآیند مه پاشی ورودی در مجرای ورودی کمپرسور را تحلیل کردند.

در این مقاله به مدلسازی ترمودینامیکی خنک کاری مه پاشی، با استفاده از مدل قطره پرداخته شده است. در ابتدا تبخیر قطرات بوسیله تفاوت غلظت بخار در سطح قطره و هوای محیط کانال ورودی به کمپرسور، مدل می شود، سپس برای محاسبه پارامترهای عملیاتی توربین گاز نظیر دبی جرمی عبوری از کمپرسور، دمای خروجی کمپرسور ، کار مصرفی کمپرسور، قدرت خروجی توربین، قدرت خالص تولیدی یک کد کامپیوتری تهیه شده وپس از مقایسه نتایج آن با داده های تجربی، نتایج برای نیروگاه گازی شهید مدحج اهواز بدست آورده شده است.

مدل تبخیر قطره در کانال هوای ورودی

همانگونه که در شکل (۳) ملاحظه می گردد به علت تبخیر قطره، لایه نازکی از بخار آب اشباع بین قطره و محیط وجود دارد، بنابراین تبخیر قطره، به صورت نفوذ بخار از لایه روی سطح قطره به محیط مدل شده است.



شکل (۳) مدل تبخیر قطره

فرضیات:

- پاشش قطرات در ابتدای کانال هوای ورودی به کمپرسور صورت می گیرد و تبخیر قطرات آب با حمل آنها توسط هوا، صورت می پذیرد.
- از انتقال حرارت بوسیله تشعشع صرف نظر شده است.
- بواسطه کوچک بودن قطرات، زمانی که لازم است تا سرعت قطره به سرعت هوا برسد از ۱۰ میکروثانیه کمتر است[4].
- مدل یک قطره تقریب قابل قبولی از مدل کردن تمامی قطرات می باشد.

برای مدل کردن پاشش قطرات از بازه زمانی (Δt) استفاده شده است که هر بازه زمانی، اطلاعات بازه زمانی قبل از خود را از محاسبات دریافت می کند و محاسبات تا زمانی که قطره، به طور کامل تبخیر شود و یا هوا به حالت اشباع برسد، ادامه خواهند داشت.

شدت انرژی جذب شده توسط قطره $(\dot{Q})$، مجموع انتقال حرارت جابجایی بین قطره و هوا، و گرمای نهان تبخیر قطره می باشد.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{lat} \quad (۱)$$

انتقال حرارت بین هوا و قطره از رابطه (۲) محاسبه می شود.

$$\dot{Q}_{conv} = h_{cv} \times s_d \times (T_a - T_d) \quad (۲)$$

که h_{cv} از روابط آمده در [3] بدست می آید.

همچنین گرمای نهان تبخیر از روابط زیر حاصل می شود :

$$\dot{Q}_{lat} = \frac{\Delta m_d . L_V}{\Delta t} \quad (۳)$$

$$\Delta m_d = -\Delta t \times s_d \times \phi_{evap} \quad (۴)$$

ϕ_{evap}شار جرم عبوری مخلوط هوا و بخار آب می باشد که توسط رابطه(۵) و این واقعیت که بخار آب در نزدیکی قطره، حالت اشباع در دمای قطره را دارد.

$$\phi_{evap} = \frac{M . Sh . \Gamma}{R . D}\left(\frac{p_s}{T_d} - \frac{p_v}{T_a}\right) \quad (۵)$$

انرژی ذخیره شده در قطره، در فاصله زمانی (Δt) از رابطه (۶) حاصل می شود.

$$\dot{Q} = m_d . c_{p,d} \frac{(T_{d(t+\Delta t)} - T_{d(t)})}{\Delta t} \quad (۶)$$

پس دمای قطره در زمان $(t + \Delta t)$از رابطه (۷) حاصل می شود.

$$T_{d(t+\Delta t)} = T_{d(t)} + \frac{\Delta t \times \dot{Q}}{m_d \times C_{p,d}} \quad (۷)$$

$$T_{d(t+\Delta t)} = T_{d(t)} + \frac{\Delta t \times s_d}{m_d \times C_{P,d}}[h_{cv} (T_{a(t)} - T_{d(t)}) - L_V \phi_{evap}] \quad (۸)$$

بنابراین تغییرات انرژی قطره در مدت (Δt)از رابطه (۹) بدست می آید.

$$\frac{m_d \times C_{p,d} \times \Delta T_{d(\Delta t)}}{\Delta t} = S_d[h_{cv} (T_{a(t)} - T_{d(t)}) - L_V \phi_{evap}] \quad (۹)$$

سمت راست رابطه (۹) اختلاف بین انتقال حرارت از هوا به قطره و انرژی مورد نیاز برای تبخیر قطره می باشد، سمت چپ این معادله، تغییرات انرژی داخلی قطره، در بازه زمانی (Δt) می باشد.

در رابطه (۹) اگر $h_{cv}(T_{a(t)} - T_{d(t)}) > L_V . \phi_{evap}$ آنگاه مقدار انتقال حرارت به قطره، بیش از مقدار انرژی لازم برای تبخیر آن

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.2.3]

خواهد بود، در این مورد دمای قطره در بازه زمانی، افزایش خواهد یافت. اگر $h_{cv}(T_{a(t)}-T_{d(t)})<L_V.\phi_{evap}$ باشد، آنگاه مقدار انتقال حرارت برای قطره، کمتر از مقدار انرژی لازم برای تبخیر آن خواهد بود،در این مورد دمای قطره در بازه زمانی، کاهش خواهد یافت.قطر قطره نیز در زمان $(t+\Delta t)$ برای n قطره همسان در هر کیلوگرم هوا از رابطه (۱۰) حاصل می شود.

$$D_{t+\Delta t}=\left(D_t^3-\frac{\Delta m_d\times 6}{\rho.\pi}\right)^{1/3} \quad (۱۰)$$

سرانجام دمای هوا در زمان $(t+\Delta t)$ برای n قطره همسان در هر کیلو گرم هوا از رابطه (۱۱) حاصل می شود.

$$T_{a(t+\Delta t)}=T_{a(t)}+\frac{h_{cv}.S_d}{c_{p,a}}(T_{d(t+\Delta t)}-T_{a(t)}) \quad (۱۱)$$

$$\times\Delta t\times n$$

افزایش فشار و آنتالپی در هر طبقه کمپرسورمحوری در نقطه طراحی

افزایش فشار در هر طبقه از کمپرسور که شامل برگشت ناپذیری می باشد را می توان با دانستن راندمان پلی تروپیک به صورت معادله (۱۲) مشخص نمود.

$$R\frac{dp}{p}=\eta_p c_p\frac{dT}{T} \quad (۱۲)$$

برای بدست آوردن تغییرات فشار در هر مرحله از کمپرسور N مرحله ای با استفاده از تئوری فوق فرض می شود که افزایش دمای استاتیک در همه مراحل برابر باشد. پس بنابراین با تقسیم افزایش دمای کلی به تعداد طبقات کمپرسور، افزایش دما در هر مرحله بدست می آید. به این ترتیب افزایش آنتالپی در هر طبقه کمپرسور از رابطه (۱۳) بدست می آید.

$$dh_{stage}=cp.dT_{stage} \quad (۱۳)$$

عملکرد کمپرسور در نقطه خارج از طراحی

در حالت ایده آل یک کمپرسور در نقطه طراحی کار می کند در این نقطه زوایای جریان هوا، با زوایای نقطه طراحی برابر می باشند و کمپرسور در نقطه بهینه کار می کند. نقطه خارج از طراحی ممکن است در حالت های زیر اتفاق افتد:

- تغییر در سرعت چرخشی کمپرسور
- تغییر شرایط محیط

که هر دو مورد فوق منجر به تغییر در جریان عبوری از کمپرسور و مثلث سرعت ها می شوند. کار ورودی به یک مرحله از کمپرسور به جریان ورودی به آن بستگی دارد و برای یک مرحله از کمپرسور محوری به راحتی می توان نشان داد که ضریب بار هر مرحله (ψ)، به ضریب جریان (ϕ) بستگی دارد. ضریب بار و ضریب جریان برای هر مرحله کمپرسور به صورت روابط (۱۴)و (۱۵) تعریف می شوند.

$$\psi=\frac{\Delta h}{U^2} \quad (۱۴)$$

$$\phi=\frac{C_a}{U} \quad (۱۵)$$

محاسبه عملکرد کمپرسور در نقطه خارج از طراحی در اینجا براساس کار میور داده شده در مرجع [5] انجام شده است که، یک نمودار تعمیم داده شده با استفاده از مقادیر تجربی مرحله های کمپرسور می باشد. میور رابطه بین ضریب کار و جریان را با استفاده از آزمایشات انجام شده، به صورت رابطه (۱۶) تقریب می زند

$$\psi^*=\psi^*_{\max}-\frac{\psi^*_{\max}-1}{[\phi^*_{\psi_{\max}}-1]^2}[\phi^*_{\psi_{\max}}-\phi^*]^2 \quad (۱۶)$$

که در اینجا علامت ستاره نسبت مقادیر را به مقدار آن در نقطه طراحی نشان می دهد.

ϕ^* با استفاده از روابط آمده در مرجع[۶]قابل محاسبه است.

پس بنابراین با تعیین مقدار ϕ^* و سپس ψ^* از رابطه (۱۶) در هر مرحله کمپرسور و داشتن مقدار آنها در نقطه طراحی مقدار افزایش دما و فشار در هر مرحله کمپرسور در نقاط خارج از طراحی بدست می آید.

بحث بر روی نتایج

در این قسمت صحت نتایج بدست آمده از مدل سازی دمایی فرآیند مه پاشی ورودی، با مقایسه آنها با مقادیر تجربی گزارش شده، درمنبع [1] تایید می شود. برای یک توربین گاز مدل GE9171E که خصوصیات نقطه طراحی آن در جدول (۱) آمده است. در شرایط محیطی که دما $۴۳(^\circ c)$ و رطوبت نسبی ۴۰ درصد و فشار(kpa)۱۰۱.۳ می باشد، هوای ورودی کمپرسور تا حالت اشباع خنک شده است.

جدول (۱) خصوصیات نقطه طراحی توربین گاز مدل GE9171E

RPM	PR	TIT $(^\circ c)$	TOT $(^\circ c)$	AirFlow (kg/s)	Power (MW)	HR (kj/kwh)
۳۰۰۰	۱۲.۳	۱۱۲٤	٥٤۱	٤۱۰	۱۲٤.۷	۱۰٦۰۳

در جدول (۲) نتایج حاصل از این تحلیل و مقادیر تجربی با یکدیگر مقایسه شده اند که نشان دهنده نزدیک بودن نتایج حاصل از تحلیل با نتایج تجربی می باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.2.3]

جدول(۲) نتایج گزارش شده و محاسبه شده توربین گاز مدل GE9171E

پارامتر	بدون خنک کاری		خنک کاری مه پاشی تا حد اشباع	
	گزارش شده	محاسبه شده	گزارش شده	محاسبه شده
دمای ورودی به کمپرسور $(^{\circ}c)$	٤٣	٤٣	٣٠	٣٠
دمای خروجی از کمپرسور $(^{\circ}c)$	٣٨٦	٣٨٤.١٦	٣٧١	٣٨٠.٩٦
دبی جرمی(kg/s)	٣٥٧.٦	٣٥٧.٩٨	٣٧٦.٦١	٣٧٢.٢٢
کار مصرفی کمپرسور(MW)	١٢٨	١٢٧.٤٨	١٣٤.٦	١٣٧.٦
کار تولیدی توربین (MW)	٢٣٠.٥	٢٣٥.٠٧	٢٤٧.٨	٢٥٤.٥٤
کار خالص تولیدی (MW)	١٠٢.٥	١٠٧.٥٩	١١٣.٢	١١٣.٩٣

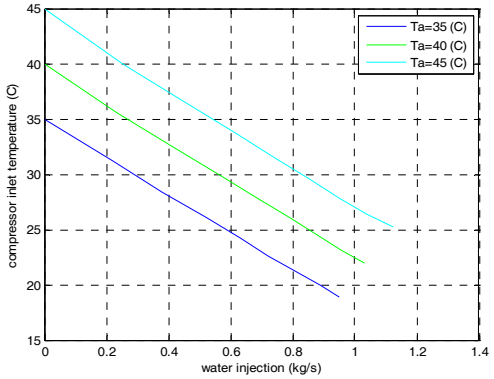
در ادامه به بررسی نتایج حاصل از تحلیل نیروگاه گازی شهید مدحج اهواز پرداخته می شود. در جدول (۳) مشخصات توربین گاز نیروگاه شهید مدحج اهواز در شرایط ایزو آورده شده است. و نتایج برای رطوبت نسبی ۲۰ درصد در دماهای مختلف بر حسب مقدار تزریق آب بدست آورده شده است.

جدول (۳) مشخصات توربین گاز نیروگاه شهید مدحج اهواز در شرایط ایزو

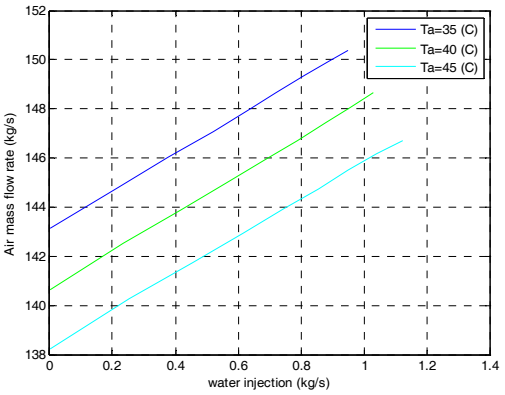
سرعت چرخشی کمپرسور(rpm)	٤٨٥٤
نسبت فشار کمپرسور	٩.٥
تعداد طبقات کمپرسور	١٨
راندمان پلی تروپیک کمپرسور	٠.٨٥
راندمان پلی تروپیک توربین	٠.٩٣
دبی جرمی هوا (kg/s)	١٥٨.٧
دمای ورودی به توربین $(^{\circ}c)$	١٠١٩

شرایط محیط عبارتند از رطوبت نسبی ۲۰ درصد و فشار (kpa)۱۰۱.۱ می باشد. هوای ورودی کمپرسور تا حالت اشباع خنک شده است.

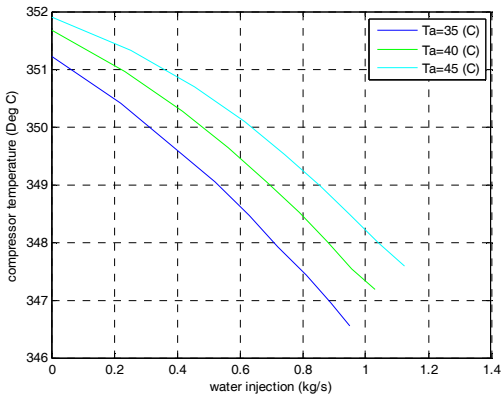
در نمودارهای (۱) تا (۶) به ترتیب دمایی هوای ورودی، دبی جرمی ورودی، دمای خروجی از کمپرسور، توان مصرفی کمپرسور، توان تولیدی توربین، توان خالص تولیدی سیکل، با افزایش میزان پاشش آب برای دماهای مختلف محیط نشان داده شده است.



نمودار (۱) تغییرات دمای هوای ورودی به کمپرسور برحسب مقادیر مختلف تزریق آب و دمای محیط

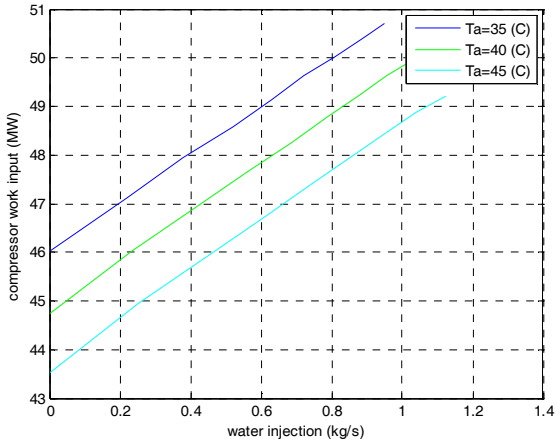


نمودار (۲) تغییرات دبی جرمی ورودی به کمپرسور برحسب مقادیر مختلف تزریق آب و دمای محیط

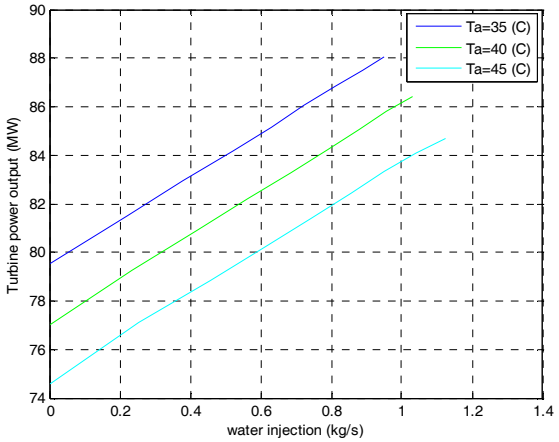


نمودار (۳) تغییرات دمای خروجی از کمپرسور برحسب مقادیر مختلف تزریق آب و دمای محیط

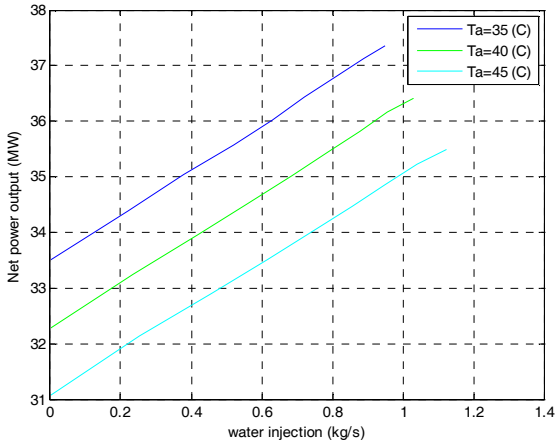
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.2.3]



نمودار (۴) تغییرات توان مصرفی کمپرسور برحسب مقادیر مختلف تزریق آب ودمای محیط



نمودار (۵) تغییرات توان تولیدی توربین برحسب مقادیر مختلف تزریق آب و دمای محیط



نمودار (۶) تغییرات توان خالص برحسب مقادیر مختلف تزریق آب و دمای محیط

در نمودار (۱) مشاهده می شود که با افزایش پاشش آب به ورودی کمپرسور سیکل توربین گاز دمای ورودی به کمپرسور کاهش خواهد یافت.

در نمودار (۲) مشاهده می شود که با افزایش پاشش آب به ورودی کمپرسور سیکل توربین گاز، دبی جرمی افزایش خواهد یافت. چون با خنک کاری هوای ورودی چگالی هوا و در نتیجه دبی جرمی هوا (همراه با مقداری آبی که تبخیر شده، و وارد کمپرسور شده است)، افزایش می یابد.

در نمودار (۳) مشاهده می شود که با افزایش پاشش آب به ورودی کمپرسور سیکل توربین گاز، دمای خروجی از کمپرسور کاهش می یابد.

در نمودار (۴) مشاهده می شود که با افزایش پاشش آب توان مصرفی کمپرسور به دلیل افزایش دبی جرمی، افزایش می یابد

در نمودار(۵) مشاهده می شود که با افزایش پاشش آب توان تولیدی توربین گاز بر اثر افزایش دبی جرمی عبوری از توربین افزایش می یابد.

در نمودار(۶) مشاهده می شود که با افزایش پاشش آب توان خالص سیکل دمای محیط در حال افزایش است که ناشی از افزایش چگالی هوا عبوری و افزایش دبی جرمی هوای عبوری از سیکل بر اثر خنک کاری و نیز تاثیر کاهش دما می باشد.

نتیجه گیری

خنک کاری هوای ورودی به توربین گازی باعث افزایش دبی جرمی شده و توان تولیدی توربین را افزایش می دهد. همانگونه که مشاهده می شود هر چند توان مصرفی کمپرسور، در حالت خنک کاری مه پاشی تا حد هوای اشباع در خروجی کانال، افزایش می یابد اما افزایش توان تولیدی توربین در کل، باعث افزایش توان خالص تولیدی می شود.

با توجه به رشد فزاینده استفاده از توربین گاز در کشور ایران و واقع شدن اکثر آنها در مناطق گرم باعث شده که عملا بخش قابل توجهی از قدرت اسمی آنها غیر قابل استفاده باقی بماند. همچنین این موضوع سبب گردیده است که مناطقی که از امکانات شبکه سراسری برق محروم هستند، در ساعات پیک بار دچار مشکل شوند. پس بنابراین می توان نتیجه گرفت که می توان با بکارگیری این روش در نیروگاهها از بوجود آمدن این مشکلات جلوگیری به عمل آورد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.2.3]

فهرست علائم

علائم انگلیسی	
C_a	سرعت محوری هوا درکمپرسور،m/s
$C_{p,d}$	حرارت مخصوص فشار ثابت قطره، kj/kg k
D	قطر قطره، m
h_{cv}	ضریب انتقال حرارت جابجایی، w/m^2k
L_V	گرمای نهان تبخیر آب، kj/kg
M	جرم مولکولی آب
n	تعداد قطرات
N	تعداد طبقات کمپرسور
PR	نسبت فشار کمپرسور
p_s	فشار اشباع، kpa
p_v	فشار بخار،kpa
$\dot{Q}$	شدت انرژی جذب شده
R	ثابت جهانی گازها
S_d	سطح تماس هوا و قطره،m^2
Sh	عددشرود
t	زمان، s
T_a	دمای هوای محیط،($^\circ c$)
T_d	دمای قطره،($^\circ c$)
U	سرعت نوک پره، m/s
علائم یونانی	
Δt	بازه زمانی،s
ϕ	ضریب جریان
ϕ_{evap}	شار جرم عبوری، $\frac{kg}{m^2.s}$
Γ	ضریب نفوذ جرم
ψ	ضریب بار

مراجع

[1] R. Bhargava C.B. Meher-Homji "Parametric Analysis of Existing Gas Turbines with Inlet Evaporative and Overspray Fogging" Procceding of ASME Turbo Expo 2002, Paper No. GT.2002-30650.

[2] E.C. Wilcox. A.M. Trout, "Analysis of thrust augmentation of turbojet engines by water injection at compression processes with water injection" NACA Report No.1006,1951.

[3] M. Chaker, C.B. Mehe-Homji, T.Mee III," Inlet fogging of gas turbine engines – part A: fog droplet thermodynamics" Heat Transfer and Practical Considerations, ASME Turbo Expo 2002, paper No. GT-2002-30562.

[4] Sexton, M.R., Urbach, H.B., and Knauss, D.T., "Evaporative Compressor cooling For NOx Suppression and Enhanced Engine Performance for Naval Gas Turbine Propulsion Plants " ASME paper 98-GT-332. 1998.

[5] D.E. Muir, H.I.H. Saravanamuttoo, D.J. Marshall, "Health monitoring of variable geometry gas turbine for the Canadian navy" ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 124 (1989) 155-160.

[6] P.R. Spina, Gas turbine performance by using generalized performance curves of compressor and turbine stages" ASME Turbo Expo 2002, paper No. GT-2002-30275.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.2.3]