



ارتقاء عملکرد سیکل گازی تحت اثر خنک کاری تبخیری کمپرسور و خنک کاری پره توربین گاز

مجتی طحانی^۱، مریم السادات میرنقی^{۲*}

^۱استادیار، دانشگاه تهران، دانشکده علوم و فنون نوین، m.tahani@ut.ac.ir

^{۲*}کارشناسی، دانشگاه علم و صنعت ایران، m.mirmaghi@yahoo.com

چکیده

خنک کاری مه‌گون و تراکم مرطوب از روش‌های خنک کاری میانی تبخیری سیکل گازی می‌باشند که جهت افزایش چگالی هوای ورودی به کمپرسور و افزایش قدرت خروجی توربین گاز، به کار گرفته می‌شوند. در این مقاله به مدلسازی ترمودینامیکی اثر پاشش آب در کانال قبل از کمپرسور (مه‌گون) و دهانه ورودی کمپرسور (تراکم مرطوب) پرداخته شده است. به این منظور مدل تبخیر قطرات تا ایجاد شرایط اشباع در کانال و پاشش بیش از حد اشباع تا ۲٪، بررسی شده است. نتایج حاصل با نتایج موجود در مراجع مقایسه شده و پس از اعتبارسنجی تغییرات توان خالص خروجی، راندمان حرارتی سیکل، دمای مقاطع مختلف سیکل و... برای مقادیر مختلف پاشش آب محاسبه شده است. در نهایت جهت محاسبه توان تولیدی کل علاوه بر تاثیر خنک کاری میانی تاثیر هوای خنک کاری پره توربین نیز در نظر گرفته شده است.

کلمات کلیدی: بهبود عملکرد، خنک کاری مه‌گون، تراکم مرطوب، مدلسازی ترمودینامیکی



۱. مقدمه

توربین های گاز در صنعت استفاده روز افزون دارند و افزایش راندمان آنها پر اهمیت می باشد. برای پیش بینی عملکرد توربین های گاز در شرایط مختلف و بهینه سازی آنها، روش های مدل سازی اهمیت ویژه ای دارند. راندمان سیکل گازی به متغیرهایی نظیر نسبت فشار، دمای ورودی به کمپرسور، بازده توربین، دمای ورودی به توربین و مصرف ویژه سوخت وابسته است [۱]. در این بین، دمای محیط بسیار تعیین کننده و تاثیر گذار است. یکی از راه های افزایش توان تولیدی به خصوص در مناطقی با دمای محیط زیاد و رطوبت نسبی کم، خنک کاری تبخیری است. از جمله روش های تبخیری، تزریق قطرات میکرونی آب به صورت مه به بالا دست جریان هوای ورودی به داخل کمپرسور (سیستم مه گون) و ورود قطرات ریز آب به داخل کمپرسور و خنک کاری در حین تراکم (تراکم مرطوب) می باشد.

با افزایش دمای محیط و کاهش چگالی هوای ورودی به کمپرسور، دبی جرمی عبوری از توربین گاز کاهش یافته و در نتیجه بازده نیروگاه گازی کاهش می یابد. برای افزایش بازده و قدرت خروجی سیکل گازی باید به تغییر شرایط ترمودینامیکی سیال ورودی و شرایط عملکردی اجزاء پرداخت. در روش های خنک کاری تبخیری، به وسیله اسپری آب در ورودی کمپرسور دمای هوا را کاهش داده و چگالی عبوری نیز افزایش می یابد [۲ و ۳]. هدف از اجرای روش تراکم مرطوب، نزدیک شدن به تراکم هم دما به جای تراکم ایده آل آدبابتیک و کاهش توان مصرفی مخصوص کمپرسور می باشد [۴].

در یک توربین گاز، گاز های داغ خروجی از کمپرسور به توربین وارد شده و در عبور از مراحل مختلف توربین، تولید توان می کنند. در هر مرحله در صورت نیاز، مقداری هوا برای خنک کاری و آب بندی دیسکها و پوسته و توربین وارد جریان گاز داغ می شود. هوای خنک کاری که از طریق خنک کاری لایه ای در پره های استاتور وارد جریان می شود می تواند در روتور همان مرحله و نیز در مراحل بعدی تولید توان کند. اما هوای وارد شده به جریان گاز داغ به شکل های دیگر، تنها در مراحل بعدی در تولید توان شرکت می کند.

برای در نظر گرفتن اثر زیر کشهای کمپرسور باید توجه داشت که هوای مورد نیاز برای مصارف مختلف، با توجه به فشار مورد نیاز، از طبقات مختلف کمپرسور تامین می شود. این مصارف عبارتند از: خنک کاری پره های توربین خنک کاری دیسک و بدنه توربین، آب بندی فضای پوسته و محور توربین، آب بندی یاتاقانها کنترل بار محوری و نیز سایر کاربردها بسته به مورد استفاده کمپرسور.

جهت تحلیل ترمودینامیکی تراکم مرطوب می توان با دست آوردن یک شاخص آیزنتروپیک برای تراکم مرطوب، رابطه ای به صورت $T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^\sigma$ ارائه داد که در آن σ شاخص آیزنتروپیک در حالت تراکم مرطوب می باشد [۵]. افزایش در قدرت خالص خروجی سیکل، کاهش توان مصرفی مخصوص کمپرسور و کاهش آلودگی (NO_x)، از نتایج عمده خنک کاری هوا به روش تراکم مرطوب می باشد. موثر بودن این روش تا اندازه زیادی، به دما و رطوبت نسبی محیط، وابسته است و هر چه هوای محیط گرم تر و رطوبت نسبی کمتر باشد، راندمان خنک کاری تبخیری بالا تر خواهد بود.

وایت با در نظر گرفتن تعادل ترمودینامیکی بخار و قطرات آب در داخل کمپرسور، به بررسی پاشش مستقیم آب به داخل هوای عبوری از کمپرسور پرداخته است، در کار وی، از این فرض استفاده شده است که قطرات به محض پاشش به داخل کمپرسور، رطوبت هوای داخل مرحله مورد نظر را به اشباع می رسانند، که برابر با فرض سرعت تبخیر بینهایت می باشد [۶].

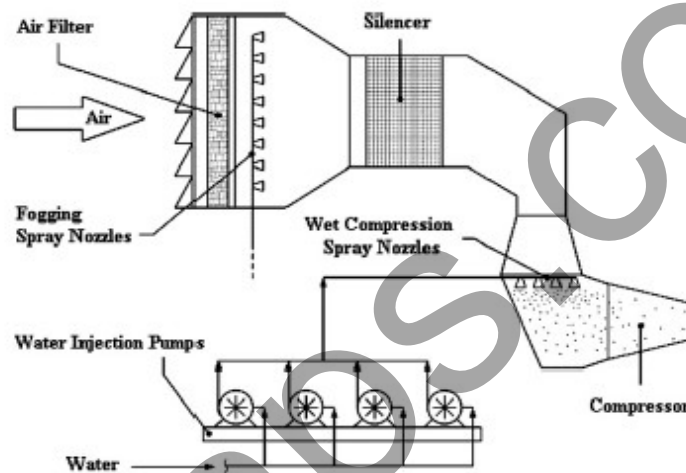
در این مطالعه به منظور انجام طراحی پایه، محاسبه میزان افزایش توان تولیدی و بررسی تغییر عملکرد اجزاء نیروگاه هنگام خنک کاری تبخیری، تحلیل ترمودینامیکی و انتقال جرم فرآیندهای مه گون و تراکم مرطوب مورد بررسی قرار



گرفته است. در این تحلیل چگونگی تبخیر قطرات در مراحل مختلف کمپرسور در نظر گرفته شده است. در نهایت، مدل توسعه یافته با در نظر گرفتن شرایط خنک کاری پره توربین گاز نیز در نظر گرفته شده و نتایج مدل‌سازی ترکیبی ارائه شده است.

۲. تشریح مدل‌سازی ترمودینامیکی

تزریق آب در قسمت‌های مختلف سیکل توربین گاز برای بهبود کارایی سیکل استفاده شده است. تزریق قطرات ریز آب به صورت مه به بالادست جریان هوای ورودی به داخل کمپرسور و ورود قطرات ریز آب به داخل کمپرسور و تبخیر در حین تراکم به صورت شماتیک در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱: سیستم‌های مه‌گون و تراکم مرطوب

به منظور مدل‌سازی ترمودینامیکی مه‌گون و تراکم مرطوب ابتدا باید شرایط ایزو از جمله خواص ترمودینامیکی استاندارد و شرایط عملکردی مانند دبی جرمی طراحی و خواص ترمودینامیکی هوای محیط مشخص گردد. همچنین مشخصات ترموفیزیکی آب مورد استفاده و مشخصات عملکردی تجهیزات موجود باید تعیین گردد. جدول ۱ برخی از ورودی‌های لازم جهت مدل‌سازی ترمودینامیکی را نشان می‌دهد.

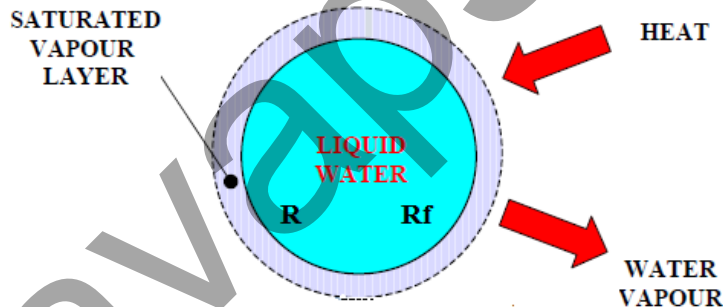
جدول ۱: برخی از شرایط استاندارد و عملکردی سیکل گازی

Iso Condition	Operating Condition	Water Injection	Compressor characteristics	Other	Other
$T=15^{\circ}\text{C}$	$T=37^{\circ}\text{C}$	$T_d=20^{\circ}\text{C}$	$PR=12$	$TIT = 1100^{\circ}\text{C}$	$SF=0.4$
$P=101.3\text{ kpa}$	$P=101.3\text{ kpa}$	$D= 20\text{ micron}$	$N_{stage} = 16$	$\eta_T = 95\%$	$RPM = 3000$
$RH=60\%$	$RH=30\%$		$\eta_p = 95\%$	Fuel $LHV=50010\text{kcal}$	$\dot{m} = 62.4\text{ kg / s}$



جهت مدل‌سازی فرض می‌گردد که :

- پاشش قطرات در ابتدای کانال هوای ورودی به کمپرسور صورت می‌گیرد و تبخیر قطرات آب با حمل آنها توسط هوا ، صورت می‌پذیرد.
 - از انتقال حرارت بر اثر تشعشع صرف نظر شده است.
 - به واسطه کوچک بودن قطرات ، زمان پاسخ (زمانی که لازم است تا سرعت قطره به سرعت هوا برسد) از ۱۰ میکرو ثانیه کمتر است.
 - مدل یک قطره ، تقریب قابل قبولی از مدل کردن تمامی قطرات می‌باشد.
- برای مدل کردن پاشش قطرات از بازه ی زمانی (Δt) استفاده شده است که هر بازه ی زمانی ، اطلاعات بازه زمانی قبل از خود را از محاسبات دریافت می‌کند و محاسبات تا زمانی که قطره ، به انتهای کانال برسد ، یا به طور کامل تبخیر شود ، و یا هوا به حالت اشباع برسد ، ادامه خواهند داشت.
- همان گونه که در شکل (۲) ملاحظه می‌گردد 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 ۲: مدل تبخیر قطره

شدت انرژی جذب شده توسط قطره (\dot{Q})، مجموع انتقال حرارت جابه جایی بین قطره و هوا، و گرمای نهان تبخیر قطره می‌باشد [۷]:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{lat} \quad (1)$$

انتقال حرارت جابجایی بین هوا و قطره از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{conv} = h_{cv} \times S_d \times (T_a - T_d) \quad (2)$$

h_{cv} : ضریب انتقال حرارت جابجایی [W/m^2K]

S_d : سطح تماس هوا و قطره [m^2]

T_a : دمای هوای اطراف قطره [K]



T_d : دمای قطره [K]

همچنین گرمای نهان از روابط زیر حاصل می شود:

$$\dot{Q}_{lat} = \frac{\Delta m_d \cdot L_v}{\Delta t} \quad (3)$$

$$\Delta m_d = -\Delta t \times S_d \times \phi_{evap} \quad (4)$$

که در آن:

L_v : گرمای نهان آب [Kj/Kg]

Δm_d : تغییرات جرم قطره

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

$$\phi_{evap} = \frac{M \cdot Sh \cdot \Gamma}{R \cdot D} \cdot \left(\frac{p_s}{T_d} - \frac{p_v}{T_a} \right) \quad (5)$$

انرژی ذخیره شده در قطره ، در فاصله زمانی اولیه از رابطه ی (۶) حاصل می شود:

$$\dot{Q} = m_d \cdot c_{p,d} \frac{(T_d(t+\Delta t) - T_d(t))}{\Delta t} \quad (6)$$

پس دمای قطره در زمان ثانویه از رابطه ی زیر حاصل می شود:

$$T_d(t+\Delta t) = T_d(t) + \frac{\Delta t \times \dot{Q}}{m_d \times c_{p,d}} \quad (7)$$

با جانشینی روابط (۱) تا (۶) در رابطه (۷) ، خواهیم داشت:

$$T_{d(t+\Delta t)} = T_{d(t)} + \frac{\Delta t \times S_d}{m_d \times C_{p,d}} \cdot [h_{cv} (T_{a(t)} - T_{d(t)}) - L_v \phi_{evap}] \quad (8)$$

که در آن T_a و T_d به ترتیب دمای هوا و قطره ، در زمان t می باشند.

بنابراین تغییرات انرژی قطره در مدت زمان اولیه عبارت است از :

$$\frac{m_d \times c_{p,d} \times \Delta T_{d(\Delta t)}}{\Delta t} = S_d [h_{cv} (T_{a(t)} - T_{d(t)}) - L_v \phi_{evap}] \quad (9)$$

سمت راست رابطه ی (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 ی زمانی Δt می باشد.

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

برای تبخیر آن خواهد بود. در این مورد دمای قطره در بازه ی زمانی ، افزایش خواهد یافت.

و اگر $h_{cv} (T_{a(t)} - T_{d(t)}) < L_v \cdot \phi_{evap}$ باشد ، آنگاه مقدار انتقال حرارت برای قطره ، کمتر از مقدار انرژی لازم برای تبخیر

آن خواهد بود ، بنابراین دمای قطره ، کاهش خواهد یافت.

قطر قطره نیز در زمان ثانویه به کمک بقاء جرم به دست می آید:

$$D_{t+\Delta t} = \left(D_t^3 - \frac{\Delta m_d \times 6}{\rho \cdot \pi} \right)^{1/3} \quad (10)$$

سرانجام دمای هوا در زمان ثانویه برای n قطره ی همسان در هر کیلو گرم هوا از رابطه ی زیر حاصل می شود:



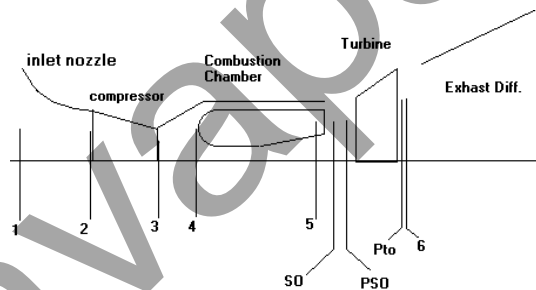
(۱۱)

$$T_{a(t+\Delta t)} = T_{a(t)} + \frac{h_{cv} \cdot S_d}{C_{p,a}} (T_{d(t+\Delta t)} - T_{a(t)}) \times \Delta t \times n$$

۳. جریان در توربین با خنک کاری پره ها

در شکل (۳) مقاطع مختلف توربین گاز آمده است که به شرح زیر می باشد:

- ۱- ابتدای نازل ورودی هوا به کمپرسور
- ۲- ورودی کمپرسور
- ۳- ابتدای دیفیوزر خروجی
- ۴- ورودی اتاق احتراق
- ۵- پیش از اولین ردیف پره های استاتور توربین
- ۶- خروجی توربین
- ۷- انتهای دیفیوزر خروجی توربین



در NGV، ردیف اول سیال ورودی، دارای دمای خروجی از محفظه احتراق (TIT)، با هوای خنک کاری ($\dot{m}_{bl,NGV}$) دارای دمای خروجی از کمپرسور (T_{Cmp2})، مخلوط می شود و دمای آن به T_{so} کاهش می یابد. در صورت معلوم بودن $T.I.T$ با توجه به دبی هوای خنک کاری NGV دمای T_{so} محاسبه می شود.

$$\dot{m} C_p T_{so} = \dot{m}_{Cmb} TIT + \dot{m}_{bl,NGV} C_p T_{Cmp2} \quad (12)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{Cmb} + \dot{m}_{bl,NGV} \quad (13)$$

در این روش هوای خنک کاری و آب بندی ورودی به مراحل مختلف توربین به دو بخش تقسیم می شود، جزئی که تولید

توان می کند $\sum \dot{m}_{bl,working}$ و جزئی که تولید توان نمی کند $\sum \dot{m}_{bl,nowork}$.



بنا بر این با توجه به درصد توان تولیدی هر مرحله توربین، بخشی از هوای خنک کاری آن مرحله به عنوان $\sum \dot{m}_{bl, working}$ در آن مرحله منظور می‌شود و مابقی به عنوان $\sum \dot{m}_{bl, nowork}$ در آن مرحله خواهد بود. حال می‌توان $\sum \dot{m}_{bl, working}$ را به ورودی توربین (موقعیت SO)، اضافه کرد و موقعیت مجازی خروجی استاتور (psO) را ایجاد نمود.

دمای گاز نیز از $T_{o_{so}}$ به $T_{o_{psO}}$ کاهش می‌یابد. سپس $T_{o_{psO}}$ دمای مجازی ورودی به توربین در نظر گرفته شده، محاسبات معمول توربین انجام داده می‌شود، حاصل، موقعیت مجازی خروجی توربین (pto) است، زیرا هنوز $\sum \dot{m}_{bl, nowork}$ در نظر گرفته نشده است. با افزودن این میزان به جریان، دمای واقعی گازهای خروجی توربین T_{o6} به دست می‌آید روابط مورد استفاده عبارتند از:

$$\dot{m}_{psO} c_p T_{o_{psO}} = \dot{m}_{so} c_p T_{o_{so}} + \sum (\dot{m}_{bl, working} c_p T_{o_{bl, working}}) \quad (14)$$

$$\dot{m}_{psO} = \dot{m}_{so} + \sum \dot{m}_{bl, working} \quad (15)$$

$$T_{o_{pto}} = T_{o_{psO}} - T_{o_{psO}} \left(1 - \frac{1}{PR_t^{(k-1)/k}} \right) \eta_t \quad (16)$$

$$\dot{m}_{so} c_p T_{o_{pto}} = \dot{m}_{pto} c_p T_{o_{pto}} + \sum \dot{m}_{bl, nowork} c_p T_{o_{bl, nowork}} \quad (17)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{pto} + \sum \dot{m}_{bl, nowork} \quad (18)$$

توجه شود که دمای زیر کش‌ها با توجه به اینکه از خروجی یا مراحل میانی کمپرسور باشند از تحلیل مرحله به مرحله کمپرسور به دست می‌آیند. برای محاسبه توان خروجی توربین با توجه به مفروضات ذکر شده از رابطه زیر استفاده می‌شود [7]:

$$\dot{w} = \dot{m}_{psO} C_p (T_{o_{psO}} - T_{o_{pto}}) \quad (19)$$

در این محاسبات نسبت فشار توربین با تقسیم فشار ورودی به خروجی توربین محاسبه می‌شود، از آنجا که فشار ورودی توربین همان فشار خروجی محفظه احتراق است به این ترتیب با در نظر گرفتن افت فشار خواهیم داشت:

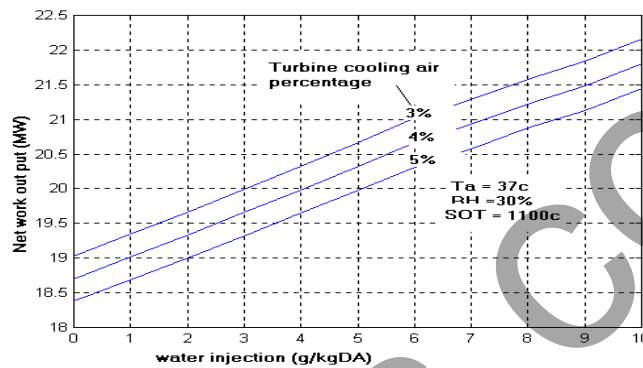
$$P_{06} = P_{07} / (1 - \% P_{loss 67}) \quad (20)$$

۴. بررسی نتایج

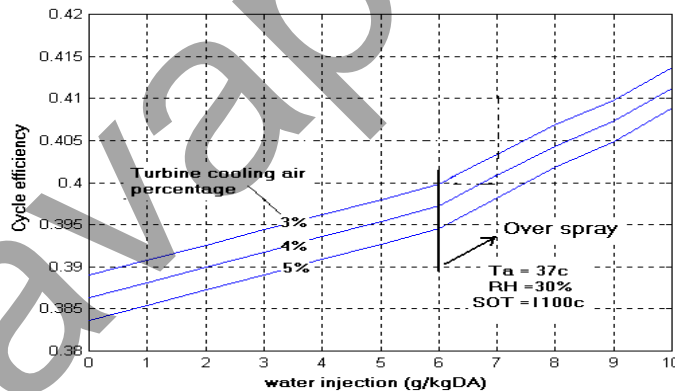
در شکل‌های (۴) و (۵) تغییرات توان تولیدی توربین و راندمان حرارتی سیکل برای (Tso) ثابت به همراه پاشش آب در ورودی کمپرسور توربین گاز با پره‌های سری NACA65 نشان داده شده است. از آنجا که برای خنک کاری NGV و روتور مرحله اول به دما و فشار بالا احتیاج می‌باشد، هوای مورد استفاده از خروجی کمپرسور برداشت می‌شود. بنا بر این تغییری در کار مصرفی کمپرسور ایجاد نمی‌شود، اما از آنجا که با برداشت هوا از خروجی کمپرسور، مقدار هوای ورودی به محفظه احتراق کاهش می‌یابد، در نتیجه میزان سوخت مصرفی برای ثابت نگه داشتن Tso و دبی جرمی محصولات خروجی از محفظه احتراق کاهش می‌یابد. بنا بر این برداشت هوای خنک کاری توربین در Tso ثابت به



دو دلیل موجب کاهش توان تولیدی و راندمان حرارتی می‌شود: کاهش سوخت مصرفی به علت کاهش دبی جرمی عبوری از محفظه احتراق و اینکه هوای برداشت شده از خروجی کمپرسور در همه توربین کار انجام نمی‌دهد. اگرچه با افزایش پاشش آب، نرخ جرمی سوخت مصرفی برای ثابت نگه داشتن دمای ورودی به توربین، و در واقع انرژی حرارتی داده شده به سیکل، افزایش می‌یابد، اما به دلیل افزایش توان خروجی توربین، در نهایت راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد.



شکل (۴) تغییرات توان خالص خروجی از توربین برای مقادیر مختلف پاشش آب و هوای خنک کاری توربین در T_{so} ثابت.



شکل (۵) تغییرات راندمان حرارتی سیکل برای مقادیر مختلف پاشش آب و هوای خنک کاری توربین در T_{so} ثابت

همچنین با افزایش دمای هوای محیط، مقدار آب پاشیده شده برای رسیدن به حالت اشباع، افزایش یافته است. جدول (۲) نشان دهنده تغییرات دما در قسمت‌های مختلف سیکل برای خنک کاری‌های متفاوت پره و خنک کاری فاک و تراکم مرطوب از حالت بدون خنک کاری تا پاشش بیش از حد اشباع ۲٪ را نشان می‌دهد.

جدول (۲): محاسبه تغییرات دما در مقاطع مختلف توربین گاز GE 9171E

Injection	0			Saturation		
	0	2.5	5	0	2.5	5
NGV bleeding (%)	0	2.5	5	0	2.5	5
CIT	37	37	37	22.99	22.99	22.99
COT	340.73	340.73	340.73	332.68	332.68	332.68



TOT	573.24	562.10	550.92	552.59	541.59	530.55
Injection	OS (1%)			OS (2%)		
NGV bleeding (%)	0	2.5	5	0	2.5	5
CIT	22.875	22.87	22.87	22.84	22.84	22.84
COT	310.24	310.24	310.24	284.25	284.25	284.25
TOT	536.65	525.55	514.41	525.95	514.63	503.28

۵. نتیجه‌گیری

نتایج این مقاله نشان می‌دهد در یک اسپری آب مشخص با افزایش خنک کاری پره (درصد هوای خارج شده از کمپرسور جهت خنک کاری پره‌های روتورواستاتور توربین) دمای خروجی توربین گاز کاهش می‌یابد. این حالت برای افزایش مقدار آب پاشش شده نیز اتفاق می‌افتد.

بنابراین حداقل دمای خروجی از کمپرسور و توربین در حالت OS=2% و خنک کاری NGV=5% برابر 503.28°C و 284.25°C گزارش می‌شود.

۶. مراجع

1. Bhargava, R., Meher-Homji, C. B., "Parametric Analysis of Existing Gas Turbine with Inlet Evaporative and Overspray Fogging", ASME Turbo Expo 2002, Paper No: GT-2002-30650.
2. Sanjeev Jolly, P.E., *Wet Compression – A Powerful Means of Enhancing Combustion Turbine Capacity*, Power Gen. International, Orlando, Florida, USA, December 10-12, 2002.
3. Wilcox, E.C. and Trout, A.M., 1951, "Analysis of Thrust Augmentation of Turbojet Engines by Water Injection at Compressor Inlet Including Charts for Calculation Compression Processes with Water Injection", NACA Report No: 1006.
4. Jones, J.B, and Hawkins, G.A., 1960, "Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, Inc.
5. Zheng, Q. et al., 2002, "Thermodynamic Analyses of Wet Compression Process in the Compressor of Gas Turbine", ASME Turbo Expo 2002, No: GT-2002-30590.
6. A.J. White and A.J. Meacock "An Evaluation of The Effects of Water Injection on Compressor Performance" ASME Turbo Expo 2003.
7. Sepehr Sanaye, Mojtaba Tahani, "Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression processes", Applied Thermal Engineering 30 (2010) 234–244.

Havaps.com

This document was created with Win2PDF available at <http://www.daneprairie.com>.
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.