تحلیل و ارزیابی ترمودینامیکی فرایند خنککاری لایهای توربین بر عملکرد سیکل توربین گاز

کاظم سرابچی — استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی، دانشگاه تبریز
محسن شکری — کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی، دانشگاه تبریز

چکیده

به لحاظ مزايا و مقبوليت روزافزون سيكل‌هاي توربين گاز، لازم است از طرحهاي ويژه‌اي جهت بهبود عملكرد آنها استفاده شود. عموماً عملكرد توربينهاي گازي، تا حد زيادي وابسته به افزايش دماي ورود به توربين است كه اين امر به نوبه خود با بهبود سيستم خنك‌كاري پره‌هاي توربين در ارتباط ميباشد. فرايند خنك‌كاري نيز با افت‌هاي ترموديناميكي در سيكل توام ميباشد. به طوريكه گاهاً جريمه‌هاي ترموديناميكي حاصله، ممكن است مزاياي مثبت حاصل از افزايش دما را تحت تاثير منفي خود قرار دهد. تحليلي كه بتواند، پيشگوييهاي دقيقي را همراه با تمام جزئيات درمورد افتهاي مذكور ارائه نمايد، تحليل بسيار پيچيده‌اي خواهد بود. هدف مقاله حاضر مطالعه، مدلسازي و ارزيابي ترموديناميكي سيكل توربين گاز با پره‌هاي خنك شونده ميباشد . در اين تحليل از دو روش خنك كاري لايه‌اي داخلي و نفوذي استفاده شده است. عوامل بازگشت ناپذيري منظور شده دراين افتها ناشي از اصطكاك جريان گازها با ديواره، خفقان هواي خنك‌كاري، اختلاط جريانهاي خنككاري با گازهاي گرم و انتقال حرارت بازگشت ناپذير ميباشند. در اين ارزيابي مشخص گرديد كه افتهاي خنك كاري بطور مؤثري با افزايش دماي مجاز سطح پره و همچنين با كاهش ضريب تكنولوژي توربين كاهش مييابند. همچنين روش خنك كاري نفوذي در محدوده عملكردي مناسب تر و بالاتري نسبت به روش داخلي قرار دارد.

کلمات کلیدی: عملکرد توربین گاز، خنککاری داخلی، خنککاری نفوذی، اتلافات ترمودینامیکی.

Thermodynamic Analysis of Turbine Blade Cooling on the Performance of Gas Turbine Cycle

K. Sarabchi and M. Shokri
Mechanical Engineering Department, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

Turbine inlet temperature strongly affects gas turbine performance. Today blade cooling technologies facilitate the use of higher inlet temperatures. Of course blade cooling causes some thermodynamic penalties that destroys to some extent the positive effect of higher inlet temperatures. This research aims to model and evaluate the performance of gas turbine cycle with air cooled turbine. In this study internal and transpiraton cooling methods has been investigated and the penalties as the result of gas flow friction, cooling air throttling, mixing of cooling air flow with hot gas flow, and irreversible heat transfer have been considered. In addition, it is attempted to consider any factor influencing actual conditions of system in the analysis. It is concluded that penalties due to blade cooling decrease as permissible temperature of the blade surface increases. Also it is observed that transpiration method leads to better performance of gas turbine comparing to internal cooling method.

Key words: Gas turbine performance, Internal cooling, Transpiration cooling, Thermodynamic penalties.

۱- مقدمه

تلاشهای اولیه برای ساخت توربینهای گازی با عملکرد مناسب، به لحاظ در دسترس نبودن موادی که بتوانند دما و تنشهای حرارتی بالا را تحمل نمایند، با شکست مواجه شد. ولی با گذشت زمان و پس از جنگ جهانی دوم، پیشرفت این صنعت به نقطه عطف خود رسید به طوریکه رقیب جدی برای سایر صنایع تولید توان گردید [۱]. امروزه استفاده از این توربینها در زمینههای مختلف بسیار چشمگیر و متداول شده است وهیچ شکی نیست که در آینده نیز به موازات پیشرفتهای بیشتر این صنعت، تقاضا بـرای استفاده از این نـوع توربینها، افزونتر گردد [۲]. به منظور بهبود عملکرد سیکلهای توربین گازی، مطالعات فراوانی انجام یافته است. مطالعاتی از قبیل بررسی تأثیرات استفاده از خنککن میانی کمپرسور [۳و۴]، استفاده از سیستم تزریق بخار به سیکل توربین گاز که منجر به افزایش جریان جرمی عبوری از توربین و افزایش محسوس کار خالص خروجی و بازده میگردد [۴و۵]، استفاده از بازیاب حرارتی، که از گرمای گازهای خروجی از توربین برای گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده میکند و غیره [۴]. ولی در این بین استفاده از توبینهای با دمای ورودی بالاتر، دارای عملکرد مناسبتر خواهند بود و بهبود مؤثرتری در بازده سیکل و عملکرد آن ایجاد مینماید [۶ و ۷]. برای این منظور لازم است از یک طرف توسعه قابل قبول در جنس مواد ساختاری اجزا سیکل برای تحمل دما و تنشهای حرارتی بالا بهوجود آید، از طرف دیگر تکنولوژی خنک کاری اجزایی که در معرض گازهای گرم قرار دارند بهبود یابد. در چنین شرایطی است که اجزاء مختلف سیستم ضمن آنکه در دمای عملکرد بالایی قرار دارند، در یک حاشیه اطمینان از لحاظ تحمل تنشهای حرارتی و خوردگی قرار خواهند گرفت [۸]. اولین بررسی ها و تحقیقات پیرامون فرایند خنککاری توربین بهگونهای انجام گرفته است که افتهای حاصل از اختلاط هوای خنککاری با گازهای گرم عبوری را در نظر نمیگیرد، ضمن آنکه از یک شدت جریان جرمی ثابت برای خنککاری استفاده مینماید. واضح است که این تحلیل پیش گویی مناسبی از عملکرد سیکل را در بر نخواهد داشت [۹ و ۱۰] بعدها Rohsenow با تعریف ضریب افت که مبتنی بر تفاضل دمای گازهای گرم با دمای سطح پره است و بدون آنکه از تحلیلهای انتقال حرارت پیچیده استفاده کند، توانست مقدار گرمای گرفته شده از سطح پره را محاسبه نماید [۱۱]. تحلیلهای دیگری نیز برای انواع متنوعی از روشهای خنککاری نظیر خنککاری تصادمی (Impingement cooling)، خنککاری با انتقال حرارت جابجایی (convection cooling)، خنککاری لایهای (film cooling)، خنک کاری توسط بخار و غیره انجام یافته است. در هر یک از این مطالعات، پرههای توربین بهعنوان یک مبدل حرارتی (با دمای ثابت) مدل شده است. بدون آنکه تلفات ترمودینامیکی ناشی از خنک کاری منظـور گردد کـار تولیـدی و بازده سیکل محاسبـه شـده است [۱۲]. در همین راستا، گزارشی از نتایج توسعه توربین گازی از نوع AGTJ-100A که از روشهای خنک کاری در شرایط بسیار ساده شدهای استفاده مینماید در دسترس میباشد [۱۳]. با پیشرفت مطالعات خنککاری، نرم افزار تجـاری (GASCAN) پدیده آمد که قادر است محاسبـات طبقـه بـه طبقـه سیکل را بـا دقت مناسبـی ارائـه نماید. این محاسبات مبتنی بر روش طراحی ورتکس آزاد (The Free Vortex Design) میباشد. در این تحلیل، جریانهای خنککاری در هر ردیف از پره استفاده از منحنیهای بازده خنککاری نیمه عملی (Semi-Emperical) بهدست میآید. بعدها EL-Masri جهت شبیهسازی مسیر انبساط در یک توربین گاز خنک شونده، مدلی ارائه کرد، که در آن با در نظر گرفتن خواص ترمودینامیکی یکسان و ثابت برای گازهای گرم و هوا، فرآیند خنککاری را بهطور سادهای مدلسازی مینماید [۱۴]. از این نتایج بعدها برای مدلسازی سایر سیکلها استفاده شده است [۱۵]. اساساً افزایش افتهای خنککاری به ازاء بالا بردن دمای بیشینه سیکل همواره بهعنوان یک معضل و مشکل اساسی بر سر راه پیشرفت و توسعه توربینها قرار داشته است. منشاء این افتها، عموماً شامل بازگشت ناپذیریهای حاصل از اصطکاک سیال با دیوارهها، خفقان هوای خنک کاری در توربین، اختلاط هوای خنک کاری با گازهای گرم، انتقال حرارت بازگشت ناپذیر و ... میباشد. به موازات افزایش دمای بیشینه سیکل، لازم میگردد ناحیه وسیعتری از توربین تحت پوشش خنککاری قرار گیرد، که این به نوبهٔ خود باعث افزایش افتهای ترمودینامیکی میگردد. جریمههای ترمودینامیکی ناشی از خنککاری گاهاً ممکن است مزایای مثبت حاصل از افزایش دمای بیشینه سیکل را تحت تأثیر منفی خود قرار دهد. ولی مسلماً یک دمای حدی وجود خواهد داشت

که به ازاء دماهای بزرگتر از آن، پارامترهای عملکردی سیکل از قبیل توان و بازده و ... روبه کاهش خواهند گذاشت.

هدف مقالة حاضر، مطالعه و ارزیابی مدلی از سیکل توربین گاز خنک شونده می باشد. که در آن از دو روش خنککاری لایهای بهصورت نفوذی و داخلی استفاده شده است و نتایج آنها نیز با هم مقایسه شدهاند. در نهایت، تکنولوژی برتر برای خنک کاری لایهای و محدودة بهینه کارکرد هر توربین به ازای شرایط ورودی خاص تعیین شده است. به منظور واقعیتر کردن عملکرد سیکل، مدل مفروض باید به اندازه کافی حاوی جزئیات باشد، تا از این طریق بتواند نتایج رضایتبخش و مطمئنی را پیش بینی نماید. در این مدلسازی، توربین بهعنوان یک مسیر انبساط یک طبقهای با منظور کردن اثرات افتهای خنککاری لایهای در نظر گرفته میشود. بطوریکه گازهای حاصل از احتراق و همچنین جریان هوای خنککاری (گرفته شده از خروجی کمپرسور) به عنوان گاز ایدهآل و با خواص ترمودینامیکی متغیر نسبت به دما و ترکیب شیمیائی لحاظ میشوند [۱۶]. برای فرایندهای انبساط و تراکم نیز از بازده پلی تروپیک استفاده شده است. افت توان و افت فشار موجود در سیکلهای عملی و همچنین رطوبت نسبی هوای اتمسفری و بازده احتراق نیز در این مدل سازی وارد شدهاند. پس از استخراج معادلات حاکم، جهت حل آنها از روشهای عددی (تکرار نیوتن–رافسون) استفاده شده است. یک برنامه کامپیوتری نیز برای انجام محاسبات، تهیه شده که برخی نتایج خروجی آن در قسمت نتایج ارائه شده است.

۲- مطالعة فرایند خنک کاری

سیستم خنککاری از نقطه نظر ماهیت سیال عامل مصرفی به دو گروه اصلی: خنککاری با مایع (عمدتاً توسط آب) و خنککاری با گاز (عمدتاً توسط هوای فشرده شده) تقسیمبندی میشود. هر یک از دو سیستم فوق نیز بهخنککاری داخلی و خارجی (بر مبنای خنککاری ازداخل پره یا خنککاری از روی سطح پره) گرهبندی میگردند [۱۷]. عمدهترین روشهای خنککاری خارجی سطوح عبارتند از:

تـزریق هـوای خـنکـکـاری از طریـق دیـواره متخلخـل پـره (Transpiration Cooling) – تزریق هوا از طریق شیار پره (Slot film Cooling) – تزریق هوا از طریق ردیف سوراخها (Hole Injection film cooling) – خنککاری بهروش تصادمی (Impingement Cooling) میباشند [۱۷]. چون افزایش جریان جرمی هوای خنککاری در توربین، باعث افزایش جریمههای ترمودینامیکی میگردد، لذا همواره سعی بر آن است تا به نوعی آهنگ مصرفی این جریان در کمترین مقدار خود طراحی گردد [۱۱]. لازمه این امر بهبود انتقال حرارت بین سطح پره و هوای خنککاری و همچنین جلوگیری از انتقال حرارت بین گازهای گرم با سطح پره میباشد. در بین روشهای خنککاری خارجی، استفاده از روش نفوذی قادر است هر دو عامل فوق را به خوبی تحقق بخشد. بطوریکه هوا پس از خنککاری داخلی سطح پره از طریق منافذی به روی سطح تخلیه میشود و ضمن کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی، همانند یک سپر محافظ از تماس گازهای گرم با سطح پره جلوگیری میکند. به این ترتیب روش مذکور میتواند عملکرد مناسبتری را برای توربینهای خنک شونده پدید آورد. در روش خنککاری داخلی، هوا پس از خنککاری داخلی پره، از انتهای نوک پره (trailing Edge) بهداخل جریان گازهای گرم تخلیه میشود، که محدودة عملکردی پایینتری را نسبت بهروش قبل دارا میباشد [۱۷]. بهلحاظ اثرات بسیار مثبت و مهمی که تکنولوژی نخست داراست و همچنین بـه خاطر مقبـولیت گسترـدهای که روش دوم دارد [۱۲]، در مقاله حاضر این دو روش مورد مطالعه و مدلسازی واقع شده است. به جهت آنکه پارامترهای متعددی روی افتهای خنککاری تأثیر دارند، لذا محاسبات دقیق و رضایتبخش تنها برای ماشینهائی که مشخصات عملکردی و پارامترهای طراحی آن در دست میباشد، قابل ارائه خواهد بود. برخی از روشهای خنک کاری، علیرغم هزینههای سرمایهگذاری زیاد و همچنین پیچیدگی موجود در ساخت آنها، باعث بهبود اندکی در بازده و عملکرد سیکل میگردد که به این ترتیب استفاده از آن روشها از لحاظ اقتصادی با مشکل مواجه خواهد شد [۷].

یکی از فاکتورهای مهم در خنککاری پرهها، عدد بیو $(Bi = hl/k)$ میباشد. هرچه این عدد کوچکتر انتخاب شود منجر به یکسانتر شدن دمای کل سطح پره و سادهتر شدن تحلیل میگردد. وجود کانالهای عبور هوا نیز به خاطر کوچکتر کردن ضخامت پره (L) باعث کاهش شدید عدد بیو شده که این به بهبود شرایط خنک کاری پره کمک مینماید [۱۷]. چون تنشهای حرارتی قابل تحمل پره، با افزایش دمای حداکثر سیکل کاهش مییابد، لازم است دمای مجاز سطح پره در مقدار قابل قبولی، ثابت نگاه داشته شود [۸ و ۲۰]. دمای اولیه هوای

خنککاری نیز نقش محسوسی در فرایند خنک کاری برعهده دارد. بهطوریکه هرچه این دما پایینتر باشد. انتقال حرارت بیشتری از سطح پره انجام میپذیرد و دمای پره به دمای مجاز نزدیکتر میشود. ولی از طرف دیگر کاهش بیش از حد دمای مذکور منجر به ایجاد شوکهای حرارتی در محل تزریق شده و باعث کاهش عمر مفید پره خواهد شد. ضمن آنکه افزایش جریمههای ترمودینامیکی را نیز در پی خواهد داشت [۱۲]. لذا مناسبتر است از هوای خروجی کمپرسور جهت خنککاری استفاده گردد [۲۲].

۳- مدلسازی توربین

چنانچه توربین به صورت یک مسیر انبساط یک طبقهای که کار در دیوارههای آن بهصورت پیوسته (Continuous Expansion Path) تولید میشود در نظر گرفته شود، میتوان جهت ارتباط دادن این مدل با رفتار توربینهای واقعی، معادلاتی به شرح ذیل ارائه داد [۴]:

$$\frac{d\dot{W}}{dA_w} = \frac{\dot{W}_{stage}}{A_{w,stage}} \qquad (۱)$$

$$\dot{W}_{stage} = \dot{m}.C.U^2 \qquad (۲)$$

ضریب تناسب C بستگی به مثلثهای سرعت و هندسه طبقه موردنظر توربین دارد، که مقدار آن در محدوده $(1 < C < 1.5)$ قرار میگیرد. شار انتقال حرارت جابجایی بین گازهای گرم و سطح پره نیز با فرض آنکه دمای آدیاباتیک سطح پره با دمای گازهای عبوری برابر باشد بهصورت ذیل بهدست خواهد آمد [۱۷]:

$$\frac{d\dot{Q}}{dA_w} = h.(T - T_W) \qquad (۳)$$

ضریب انتقال حرارت (h) را میتوان با استفاده از تعریف اعداد بدون بعد پرانتل، ناسلت، رینولدز و ارتباط آنها با عدد استانتون بهصورت ذیل ارائه نمود [۴]:

$$h = St.\left(\frac{\dot{m}}{A_g}\right).C_{Pg} \qquad (۴)$$

با ترکیب معادلات فوق و در نظر گرفتن پره بهعنوان یک مبدل حرارتی با بازده (ε) میتوان نسبت بهحرارت منتقل شده از سطح پره بهکار تولید شده در آن را بهصورت ذیل بهدست آورد:

$$\frac{d\dot{Q}}{d\dot{W}} = \sigma.C_{Pg}.(T - T_w) \qquad (۵)$$

$$\sigma = St.\left(\frac{A_w}{A_g}\right).\frac{1}{C.u^2.\varepsilon} \qquad (۶)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{a2} - T_a}{T_w - T_a} \qquad (۷)$$

با توجه به مطالعات (EL-Masri)، نسبت سطح پره به سطح مقطع ورودی گازها برای یک طبقه از توربین مقدار $\left(\frac{A_w}{A_g} = 8\right)$ بوده و عدد استانتون نیز بر مبنای شرایط در سطح مقطع ورودی توربین تقریباً مقدار $(St = 0.005)$ میباشد. همچنین سرعت گازها در نوک پره برای توربینهای متداول در محدوده $(200<U<300)$ قرار دارد. بازده پره نیز در خنککاری نفوذی بهدلیل تماس نزدیک هوای خنککاری با سطح پره تقریباً صددرصد میباشد، ولی برای خنککاری داخلی، این ضریب در محدوده 0.3 الی 0.5 قرار خواهد گرفت. که برای جریانهای خنک کاری خارج شده از خروجی کمپرسور $(\varepsilon = .5)$ و برای جریانهای خنک کاری خارج شده از نقاط میانی کمپرسور $(\varepsilon = .3)$ در نظر گرفته میشود. حال با توجه به شرایط مذکور، پارامتر (σ) در محدودهٔ 0.0003 الی 0.0006 قرار خواهد گرفت [۴]. در ادامه میتوان هریک از روشهای خنککاری را بهصورت مجزا مورد بحث قرار داد و معادلات حاکم بر آنها را به دست آورد:

۴- مدل خنک کاری داخلی (Internal cooling)

مطابق شکل (A-۱) هوای خنککاری (خروجی از انتهای کمپرسور) ضمن عبور از داخل کانالهای پره و جذب حرارت، دمایش افزایش یافته و از نوک پره بهداخل جریان گازهای اصلی تخلیه می‌شود. با صرفنظر کردن از مومنتوم جریان خنککاری، می‌توان معادله انتقال حرارت را بهصورت ذیل نشان داد [۴].

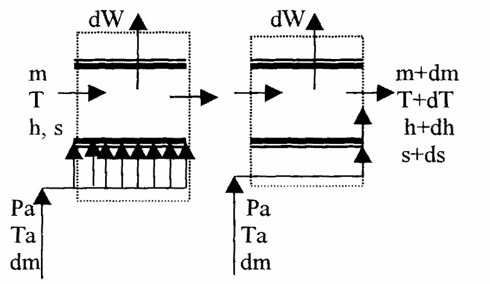
$$d\dot{Q} = \varepsilon \cdot d\dot{m} \cdot \int_{T_a}^{T_w} C_{pair}\, dT \qquad (۸)$$

۵- مدل خنککاری نفوذی (Transpiration cooling)

مطابق شکل (B-۱) هوای خنککاری با دبی جرمی $(d\dot{m})$، پس از عبور از کانالهای خنککاری پره و گرفتن حرارت آن بهمنظور کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی (h) به روی سطح پره تخلیه می‌گردد. نسبت ضریب انتقال حرارت جابجایی در خنک کاری نفوذی تقسیم براندازه همین کمیت بدون در نظر گرفتن جریان خنککاری $(h/h_0 = St/St_0)$ متناسب با پارامتر نسبت دمش (b) می‌باشد [۱۴]:

$$St = St_0 - n.b \quad ; \quad 1/8 < n < 1/2 \qquad (۹)$$

$$b = \frac{d\dot{m}/d\,A_w}{\dot{m}/A_g} \qquad (۱۰)$$



B-خنک کاری نفوذی		A-خنک کاری داخلی

شکل۱- الماني از سطح پره توربين

در خنککاری نفوذی، ضریب تناسب (n) در معادله فوق برای جریانهای با نفوذ کم مقدار $\frac{1}{2}$ و برای جریانهای خنککاری همراه با جدایش جریان، مقدار $1/8$ دارد [۱۴]. لذا در این تحلیل برای توربینهای گازی که از خنک کاری نفوذی بهره می برند و اعداد رینولدز بالایی دارند از $(\varepsilon = 1$ و $n = 0.25)$ و برای جریانهای خنککاری داخلی از $(\varepsilon = 0.5$ و $n = 0)$ استفاده شده است. با استفاده از معادلات ۳، ۴ و ۹ می‌توان عدد استانتون را به صورت ذیل استخراج نمود:

$$St = \frac{St_0}{1 + n \cdot \dfrac{C_{pg} \cdot (T - T_w)}{\int_{T_a}^{T_w} C_{pair}\, dT}} \qquad (۱۱)$$

با استفاده از معادله بالانس انرژی برای هر کدام از المانهای شکل (۱) خواهیم داشت:

$$d\dot{W} = -\dot{m} \cdot C_{pg} dT - d\dot{m} \cdot \int_{T_a}^{T} C_{Pair}\, dT \qquad (۱۲)$$

با استفاده از معادله فوق و معادلات ۶، ۵، ۸ و ۱۱ می‌توان بهراحتی شدت جریان جرم محلی را برحسب دمای محلی بهصورت زیر نوشت:

$$\frac{d\dot{m}}{\dot{m}} = \frac{-\sigma.C_{pg}.(T - T_w)dT}{\dfrac{\int_{T_a}^{T_w} C_{pair}\, dT}{C_{pg}} + \left(n + \sigma.\int_{T_a}^{T} C_{pair}\, dT\right).(T - T_w)} \qquad (۱۳)$$

با انتگرالگیری از معادلهٔ فوق می توان نسبت جرم هوای خنککاری موردنیاز به جرم گازهای عبوری را در هر بازهای از توربین بهدست آورد. همچنین با جایگذاری معادلهٔ فوق در معادله ۱۲، می‌توان کار تولیدی را در قسمت خنک شونده توربین بهصورت ذیل بهدست آورد:

$$\dot{W}_{cooied.tur.} = \int_{TIT}^{T_w} \left[-C_{pg} - \left(\frac{d\dot{m}}{\dot{m}} \right) \cdot \int_{T_a}^{T} C_{pair}\, dT \right] dT \qquad (۱۴)$$

اکنون با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک برای هر المان از شکل (۱) می‌توان میزان تولید آنتروپی را در مسیر خنک شونده توربین بهصورت ذیل محاسبه نمود:

$$\dot{m}s + d\dot{m} \cdot s_a + dS_{gen.} = (\dot{m} + d\dot{m})\,(s + ds) \qquad (۱۵)$$

در این مطالعه منشأ تولید آنتروپی از ۳ مکانیزم زیر تشکیل می‌گردد:

۱- تولید آنتروپی به سبب افتهای آیرودینامیکی و اصطکاکی گازهای گرم با سطح توربین که با استفاده از تعریف بازده پلی تروپیک توربین و مفهوم بازگشت ناپذیری خواهیم داشت [۱۸]:

$$dS_{gen,fric.}=\frac{1-\eta_{\infty t}}{\eta_{\infty t}}.\frac{dW_{act.}}{T} \qquad (۱۶)$$

۲- تولید آنتروپی بهسبب خفقان هوا از فشار خروجی کمپرسور تا فشار محلی توربین که بهصورت زیر ارائه می‌شود [۱۶ و ۱۸]:

$$dS_{gen,thr.}=d\dot{m}.R.Ln\left(\frac{P_a}{P_{local}}\right) \qquad (۱۷)$$

۳- تولید آنتروپی بهسبب انتقال حرارت بازگشتناپذیر بین گازهای گرم و هوای خنککاری (بخش اول کروشه ذیل) و همچنین تولید آنتروپی بهسبب کاهش فشار سکون گازهای گرم بر اثر اختلاط با هوا (بخش دوم کروشه) بـهصورت زیر می‌باشد [۱۹]:

$$dS_{gen,mix.}=d\dot{m}\left[\begin{array}{l}\int_{T_a}^{T}\frac{C_{pair}dT}{T}+C_{pair}\left(\frac{T_a}{T}-1\right)\\+\gamma\cdot R\cdot M^2\end{array}\right] \qquad (۱۸)$$

کل آنتروپی تولید شده در توربین نیز حاصل جمع سه مکانیزم اشاره شده می‌باشد.

$$ds=\frac{\eta_{\infty t}-1}{\eta_{\infty t}}\left[C_{pg}\frac{dT}{T}+\frac{d\dot{m}}{\dot{m}}\int_{T_a}^{T}C_{pair}\frac{dT}{T}\right]+\frac{d\dot{m}}{\dot{m}}\left[\left(\frac{T_a}{T}-1\right)+(\gamma-1)M^2\right]C_{pair} \qquad (۱۹)$$

با جایگذاری $(d\dot{m}/\dot{m})$ در معادله فوق و انتگرالگیری از آن، می‌توان تابع، آنتروپی برحسب دما را در مسیر خنک شونده توربین بهدست آورد. حال با در دست داشتن افت آنتروپی و استفاده از معادله تغییرات آنتروپی گاز کامل [۱۶]، می‌توان نسبت فشار قسمت خنک شونده توربین را محاسبه نمود:

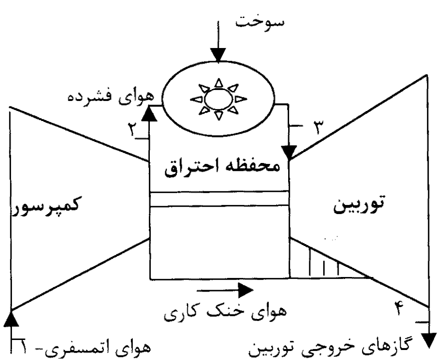
$$r_t^*=\frac{P_3}{P_3^*}=EXP\left[\left(\frac{-1}{R}\right)\left(\left(s_3-s_{3^*}\right)-\int_{3^*}^{3}C_{pg}\frac{dT}{T}\right)\right] \qquad (۲۰)$$

نسبت فشار در قسمت توربین غیر خنککاری شونده نیز با در دست داشتن نسبت فشار کل توربین بهصورت ذیل بهدست خواهد آمد:

$$r_t^{**}=\frac{P_{3^*}}{P_4}=\frac{r_t}{r_t^*} \qquad (۲۱)$$

۶- تحلیل ترمودینامیکی سیکل

شکل (۲) طرح سادهای از سیکل توربین گاز با توربین خنک شونده را نشان می‌دهد.



شکل۲- طرح سادهاي از سیکل برایتون با توربین خنك شونده

هوای مرطوب بهعنوان گاز ایدهآل وارد کانال ورودی کمپرسور می‌گردد و ضمن عبور از این کانال دچار افت فشار معادل DP_c درصد از فشار اولیهاش شده و به ورودی کمپرسور هدایت می‌گردد و طی فرآیند تراکم با نسبت فشار و بازده پلی تروپیک $(\eta_{\infty c})$ از کمپرسور خارج مـی‌گردد. بـا در دست داشتـن تـابع تغییرات (C_{pair}) برحسب دما [۱۶] و به ازای مقادیر معینی برای بازده پلی‌تروپیک و نسبت فشار می‌توان از طریق روشهای عددی (تکرار نیوتن–رافسون) دمای هوای

خروجی $(T_{2)})$ را از رابطهٔ (۲۲) و آنگاه کار ویژه مصرفی کمپرسور را از رابطهٔ (۲۳) به دست آورد:

$$\int_{T_1}^{T_2} C_{pair}\frac{dT}{T} = \int_{p_1}^{p_2}\frac{R}{\eta_{\infty c}}\cdot\frac{dP}{p} = \frac{R}{\eta_{\infty c}}\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad (۲۲)$$

$$w_{comp.} = \frac{\int_{T_1}^{T_2}\left(C_{pair} + \omega_1 C_{p,vap}\right)dT}{28.97 + 18.05\omega_1} \qquad (۲۳)$$

قسمتی از هوای خروجی از کمپرسور جهت خنککاری پرههای توربین و مابقی نیز به محفظه احتراق هدایت میشود. هوای متراکم شده که شامل ۲۱ درصد اکسیژن و ۷۹ درصد نیتروژن و با نسبت رطوبت مولی (ω_1) است، طی یک فرآیند احتراقی با سوخت ترکیب میشود. با فرض آنکه نیتروژن در واکنش شیمیایی شرکت نمیکند، میتوان معادله احتراق را بهصورت ذیل نوشت:

$$\begin{aligned}&C_nH_m + A(n+m/4)[O_2 + 3.76N_2 + \omega_1 H_2O]\\&\Rightarrow nCO_2 + 3.76(n+m/4)N_2 + (A\omega_1(n+m/4)\\&+ m/2)H_2O + (A-1)(n+m/4)O_2\end{aligned} \qquad (۲۴)$$

با فرض بی دررو بودن اتاقک احتراق و استفاده از معادله بالانس انرژی، میتوان نوشت:

$$\sum_{i=\mathrm{Re}\,act.} n_i\cdot h_i = \sum_{j=\mathrm{Pr}\,od.} n_j\cdot h_j \qquad (۲۵)$$

$$h = h_{form.} + \int_{T_1}^{T} C_{pg}dT \qquad (۲۶)$$

$$C_{pg} = \frac{\sum_{j=\mathrm{Pr}\,od.} n_j\cdot C_{pj}}{\sum_{j=\mathrm{Pr}\,od.} n_j} \qquad (۲۷)$$

با معادله احتراق فوق و دانستن ضریب هوای اضافی، نسبت رطوبت هوا، ترکیب شیمیائی سوخت و بازده احتراق، میتوان نسبت سوخت بههوای واقعی را بهدست آورد:

$$f_{act} = \frac{(12n+m)(1+\omega)/(A\eta_{cc})}{(n+m/4)(4.76+\omega_1)(2897+1805\omega_1)} \qquad (۲۸)$$

به ازاء شرایطی که دمای گازهای حاصل از احتراق در ورود به توربین بالاتر از دمای مجاز سطح پره باشد، فرایند خنک کاری اجتناب ناپذیر خواهد بود. لازم است که با استفاده از معادلات مربوطه، پارامترهای عملکردی قسمت خنک شونده توربین بهدست آورده شود. سپس برای قسمت باقی مانده توربین که خنککاری صورت نمیگیرد، نیز با استفاده از معادلات زیر پارامترهای عملکردی محاسبه میشوند. با در نظر گرفتن بازده پلی تروپیک توربین و تابع تغییرات $\left(C_{pg}\right)$ و همچنین نسبت فشار قسمت غیر خنک کاری شونده $\left(r_t^{**}\right)$، میتوان دمای گازهای خروجی از توربین و کار ویژه تولیدی توربین را بهصورت زیر استخراج نمود:

$$\int_{P_3^*}^{P_4} \eta_{\infty t}\cdot R\cdot(dP/P) = \int_{T_w}^{T_4} C_{pg}(dT/T) \qquad (۲۹)$$

$$w_{uncooled} = \frac{1+\omega_1}{28.97+18.05\omega_1}\int_{T_w}^{T_4} C_{pg}dT \qquad (۳۰)$$

حال میتوان پارامترهای عملکردی سیکل را به ازاء یک کیلوگرم هوای ورودی به کمپرسور بهدست آورد:

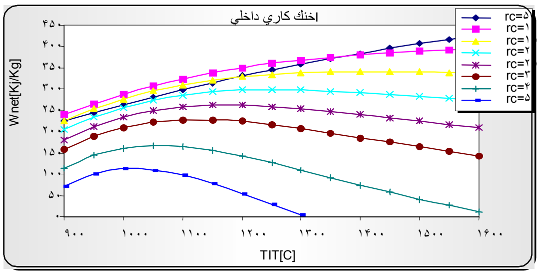
$$w_{net} = (1+f_{act.})(w_{cooled} + w_{uncooled}) - w_{comp.} \qquad (۳۱)$$

$$\eta_{th.} = \frac{w_{net}}{f_{act.}.LHV} \qquad (۳۲)$$

۷- تجزیه و تحلیل نتایج

در تمامی محاسبات و نتایج بهدست آمده فرض شده است: هوای اتمسفری با شرایط ISO وارد سیکل شده و سوخت نیز متان باشد. بازده پلیتروپیک توربین و کمپرسور ۹۰% باشد. همچنین $(\sigma = .00045, Tw = 900C)$ لحاظ شود از شکل (۳) که تغییرات کار خالص تولیدی را برحسب دمای ورود به توربین برای خنککاری داخلی نشان میدهد، مشاهده میشود که به ازاء هر نسبت فشار مشخص، با افزایش دمای

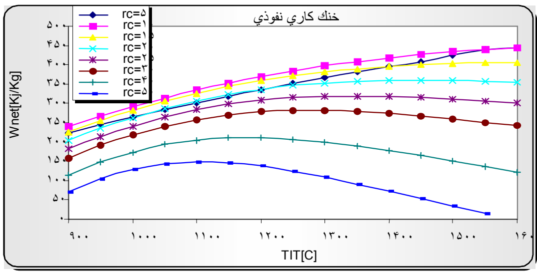
گازهای ورود به توربین، کار خالص ویژه تولیدی سیکل ابتدا افزایش یافته و پس از رسیدن به بیشترین مقدار خود، شروع به کاهش خواهد نمود. با افزایش نسبت فشار، از مقدار بیشینه کار تولیدی کاسته می‌شود، ضمن آنکه این مقدار بیشینه در دماهای ورود به توربین کمتر اتفاق خواهد افتاد.



شکل۳- نمودار کار خالص ویژه تولیدي برحسب دماي ورود به توربین در خنك كاري داخلي (نسبت فشار متغیر)

بعنوان مثال برای نسبت فشار ۱۴ مقدار حداکثر کار خالص تولیدی، حدود (۳۲۸ KJ/kg) می‌باشد که به ازا دمای ورود بهتوربین (۱۲۵۰C) می‌باشد. حال آنکه به ازاء نسبت فشار ۲۲ مقدار ماکزیمم کار و دمای ورود بهتوربین متناظر با آن بهترتیب (۲۷۰ KJ/kg) و (۱۱۵۰C) خواهند بود. لذا بهینه‌ترین شرائط برای خنککاری داخلی، در نسبت فشارهای کم و دمای ورود به توربین بالاتر اتفاق می‌افتد. بهطوری که مثلاً به ازا نسبت فشار ۶ و دمای ورود بـه توربین (۱۵۰۰ C) کارخالص تولیدی در حدود (۳۹۸ KJ/kg) خواهد شد. این امر به نوبهٔ خود نیاز به هوای خنککاری بیشتری خواهد داشت. حال آنکه به ازا نسبت فشار ۳۸ مقدار کار بیشینه سیکل حدود (۱۶۹ KJ/kg) و دمای ورود بهتوربین متناظر با آن (۱۰۰۰C) خواهد بود. در این حالت به خاطر کاهش دمای ورود به توربین نسبت به حالت قبل، نیاز به هوای خنککاری کمتری می‌باشد. لذا طراح برای ایجاد شرایط عملکرد بهینه، لازم است ضمن لحاظ کردن موارد فوق، مصالحهای در انتخاب نسبت فشار انجام دهد.

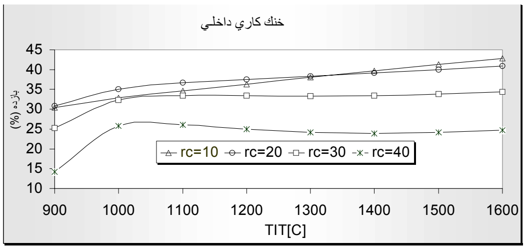
از بررسی شکل (۴) که تغییرات کار خالص تولیدی را برحسب دمای ورود به توربین در خنککاری نفوذی نشان می‌دهد، همان نتایج بند قبل اخذ می‌شود، با این تفاوت که محدوده کار تولیدی در خنککاری نفوذی به ازاء هر شرائط خاص، نسبت به خنککاری داخلی در محدوده بالاتری قرار خواهد گرفت.



شکل۴ - نمودار کار خالص ویژه بر حسب دماي ورود به توربین در خنك كاري نفوذي (نسبت فشار متغیر)

بهعنوان مثال به ازا نسبت فشار ۱۴، بیشترین کار خالص تولیدی (۴۳۱ KJ/kg) می باشد، که این مقدار به ازا دمای ورود به توربین (۱۵۰۰ C) است. در حالی که به ازا نسبت فشار ۲۲ حداکثر کار تولیدی در حدود (۳۶۰ KJ/kg) است که این به ازا دمای ورود به توربین (۱۵۰۰C) خواهد بود. در خنک کاری به روش نفوذی، دمای ورود به توربین برای تولید حداکثر کار همواره مقدار بیشتری را در مقایسه با همین کمیت در خنککاری داخلی دارا می‌باشد.

شکل (۵) نمودار تغییرات بازده در مقابل دمای ورودی توربین را به ازای نسبتهای فشار گوناگون برای خنککاری داخلی نشان می‌دهد.

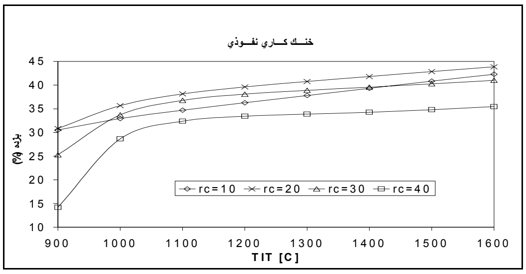


شکل۵ - نمودار تغییرات بازده برحسب دماي ورود به توربین درخنك كاري داخلي (نسبت فشار متغیر)

بررسی این نمودار نشان می‌دهد که بازده، برای نسبت فشارهای ۱۰ و ۲۰، با افزایش دمای ورودی افزایش می‌یابد (البته در محدوده در نظر گرفته شده برای دما در نمودار). در صورتیکه نمودارهای مربوط به نسبتهای فشار بالاتر مانند ۳۰ و ۴۰ از یک نقطه بیشینه عبور می‌نمایند. مطلب دیگری که از این نمودار ملاحظه می‌گردد این است که در دماهای کمتر از تقریباً C ۱۴۰۰ بازده با کاهش نسبت فشار به ازای دمای ورودی معینی

تا حدی افزایش و آنگاه کاهش می‌یابد در حالیکه برای دماهای بالاتر از ۱۴۰۰ C فقط افزایش بازده مشاهده می شود.

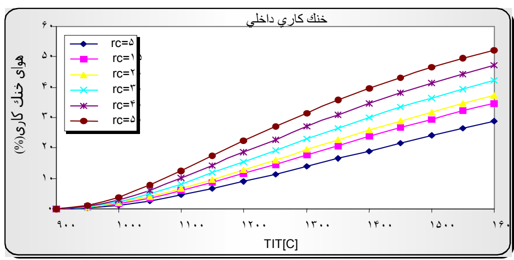
شکل (۶) نیز نتایج تغییرات بازده برحسب دمای ورود بهتوربین را در خنککاری نفوذی نشان می‌دهد.



شکل۶- نمودار تغییرات بازده برحسب دماي ورود به توربين درخنك كاري نفوذي (نسبت فشار متغير)

روند تغییرات این نمودار نیز کم و بیش همانند روش خنککاری داخلی شکل (۵) می‌باشد، با این تفاوت که همه نمودارها تقریباً صعودی بوده و از روند نمودارها مشخص است که نقاط بیشینه آنها به ازای دماهای بالاتری در مقایسه با نمودار ۵ بهدست می‌آید. همچنین با مقایسه نمودارهای (۵ و ۶) مشاهده مـی‌شود که بـه ازای شرایط یکسان، در روش خنککاری نفوذی بـه بـازدهای بالاتـری در مقایسـه با روش خنککــاری داخلـی می‌توان دست یافت.

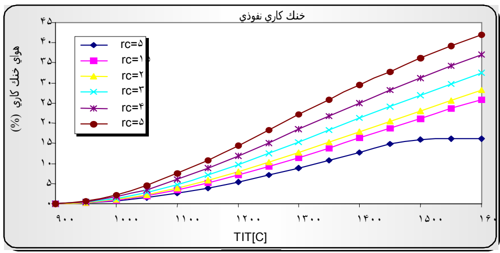
با مراجعه به شکل (۷) که تغییرات نسبت جریان جرمی هوای خنککاری را نسبت به دمای ورودی به توربین به ازا نسبت فشارهای مختلف برای تکنولوژی خنککاری داخلی نشان می‌دهد، مشاهده می‌شود که با افزایش دمای ورود بهتوربین، هوای لازم جهت خنککاری افزایش می‌یابد.



شکل۷- نسبت جرمي هواي خنك كاري برحسب دماي ورود به توربين در خنك كاري داخلي (نسبت فشار متغير)

دلیل این امر آن است که با افزایش دمای بیشینه سیکل، ناحیه وسیعتری از توربین تحت پوشش خنککاری واقع می‌شود، این امر منجر به افزایش نسبت جرمی هوای خنککاری می‌شود. همچنین با افزایش نسبت فشار، دمای هوای خروجی از کمپرسور که جهت خنککاری استفاده می‌شود، افزایش می‌یابد، که این نیز منجر بهافزایش جریان جرمی هوای خنککاری می‌شود. برای مثال به ازا نسبت فشار ۲۲ بسته بهمقدار دمای بیشینه سیکل، هوای لازم جهت خنک کاری از صفر تا ۳۲ درصد هوای ورودی به کمپرسور لازم می‌باشد.

شکل (۸) نیز مقدار هوای لازم برای خنککاری بهروش نفوذی را در مقابل ماکزیمم دمای ورودی بهسیکل در نسبت فشارهای مختلف نشان می‌دهد.



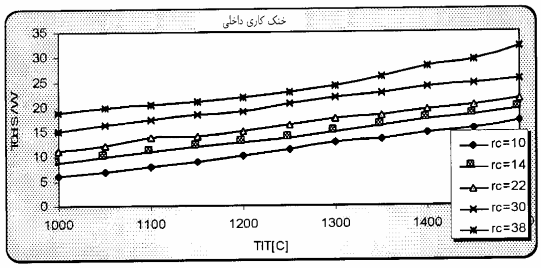
شکل ۸- نسبت جرمي هواي خنك كاري بر حسب دماي ورود به توربين در خنك كاري نفوذي (نسبت فشار متغير)

رفتار عمومی منحنی‌ها همانند شکل قبلی می‌باشد با این تفاوت که در این روش مقدار هوای خنککاری بهمیزان قابل توجهی کاهش می‌یابد، که این امر موجب کاهش تلفات ترمودینامیک و افزایش کار خالص و بازده سیکل می‌گردد. برای مثال در این روش به ازا نسبت فشار ۲۲ بسته بهمقدار دمای گازهای ورودی بهتوربین، مقدار هوای لازمه بین صفر تا ۲۲ درصد در حال تغییر می‌باشد.

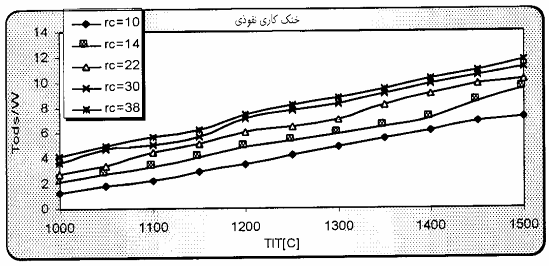
بهمنظور بررسی و تصدیق تأثیرات حاصل از خنککاری بر بازده و عملکرد سیکل و همچنین جهت نمایش اندازه نسبی مکانیزمهای افت، می‌توان نسبت محلی (تلفات کار تقسیم بر کار تولیدی) را در طول مسیر انبساط یک توربین خنک شونده نشان داد.

همانطور که از اشکال (۹) و (۱۰) مشخص است، با افزایش دمای ورود بهتوربین نسبت $(T_0 dS_{gen.} / dW)$ بهطور

محسوس افزایش می‌یابد، که دلیل آن گسترش ناحیه خنککاری در کل توربین می‌باشد، که نهایتاً منجر بهافزایش افتهای حاصله خواهد شد. از طرف دیگر با افزایش نسبت فشار، نسبت مذکور افزایش اندکی نشان می‌دهد که دلیل آن افت های حاصل از خفقان هوای خنککاری در مسیر جریان گازهای گرم می‌باشد. همانگونه که از اشکال فوق پیداست، در تکنولوژی خنککاری داخلی بهخاط صعود منحنی‌های مذکور بهازاء دماهای بالاتر، این سیستم خنککاری بهصورت کاملاً غیر عملی جلوه می‌نماید. حال آنکه در خنککاری نفوذی، این نسبت هنوز در ناحیه نسبتاً مناسب و قابل استفاده‌ای قرار دارد.

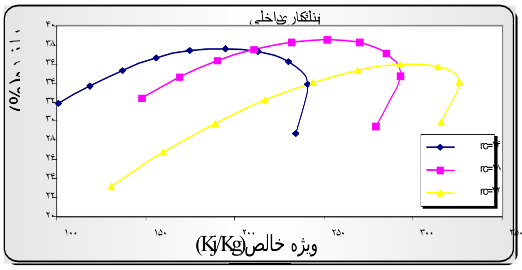


شکل ۹- نسبت بازگشت ناپذیری در اثر خنک کاری داخلی برحسب دمای ورود به توربین (r_c متغیر)

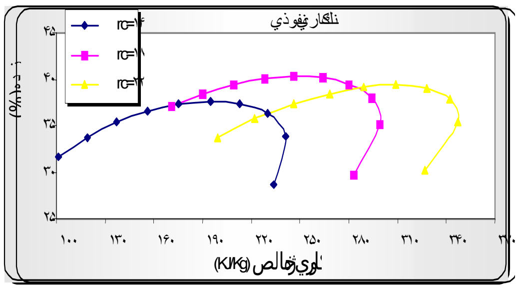


شکل ۱۰- نسبت بازگشت ناپذیری در اثر خنک کاری نفوذی برحسب دمای ورودی به توربین (r_c متغیر)

با توجه به اشکال (۱۱ و ۱۲) که کار خالص ویژهٔ تولیدی را نسبت به بازده در نسبت فشارهای مختلف نشان می‌دهد، مشخص است که با افزایش کار، بازده ابتدا افزایش یافته و سپس شروع بهکاهش می‌نماید. همچنین با افزایش بازده کار ویژه نیز ابتدا افزایش می‌یابد و سپس شروع بهکاهش می‌نماید. بیشترین بازده تولیدی در هر دو سیکل خنککاری مربوط بهنسبت فشار ۱۸ می‌باشد. در این حالت برای خنککاری بهروش داخلی ماکزیمم بازده و بیشترین کار خالص ویژه تولیدی بهترتیب مقدار ۳۷/۹% و (۲۴۰ KJ/kg) می‌باشد. حال آنکه برای خنککاری نفوذی، ماکزیمم بازده و بیشترین کارخالص ویژهٔ تولیدی بهترتیب مقدار (۴۰/۵%) و (۲۶۵ KJ/kg) خواهد بود. همانطور که مشخص است با افزایش نسبت فشار، هر دو پارامتر کار و بازده ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابند.



شکل۱۱- نمودار کار ویژه خالص بر حسب بازده در اثرخنك كاري داخلي (r_c متغير)



شکل۱۲- نمودار کار ویژه خالص بر حسب بازده در اثر خنك كاري نفوذي (r_c متغير)

۸- نتیجه گیری

همانطوری که از نتایج ارائه شده مشخص است، پربازدهترین سیکل توربین گاز خنک شونده، از تکنولوژی نفوذی بهره می‌برد که بیشترین بازده در آن در حدود ۴۱ درصد است. حال آنکه سیکل خنک شونده بهروش داخلی ماکزیمم بازده در حدود ۳۸ درصد را دارا می‌باشد، که در نسبت فشار و دماهای ورودی پائینتر واقع می‌باشد.

یکی از پارامترهای مهم در مدلسازی فرایند خنککاری، دمای مجاز سطح پره است که نقش مؤثری را در تعیین افتهای ترمودینامیکی برعهده دارد. بهطوریکه با توجه به جنس پرهها

هرچه این دما کمتر انتخاب شود، باعث افزایش ناحیه خنککاری و افزایش افتهای حاصله خواهد شد. عامل مهم دیگر، ضریب تکنولوژی توربین (σ) میباشد. جهت کاهش تلفات، لازم است ضریب فوق در کمترین مقدار خود طراحی شود. ولی با بازبینی معادله (۶) مشاهده میشود که کاهش این ضریب با توجه به تأثیرات ذاتی آن روی دیگر فاکتورهای طراحی، بهسختی قابل انجام میباشد. برای مثال جهت کاهش (A_w / A_g)، نیاز به تعداد طبقات بیشتر و استفاه از پرههای با زاویه حمله (Turning angle) کمتر میباشد [۱۹]. که این خود موجب افزایش افتهای ایرودینامیکی و هزینههای ساخت و غیره خواهد شد. افزایش ضریب هندسه توربین (C) باعث کاهش (σ) و در نهایت منجر به کاهش افتهای خنککاری میگردد. ولی از طرف دیگر به لحاظ نیاز به نازلهای بزرگتر و عدد ماخ بالاتر، موجب تشدید تلفات ایرودینامیکی حاصله خواد شد [۱۴]. افزایش عدد ماخ در نوک پره باعث کاهش (σ) و کاهش افتهای مذکور میشود. ولی از طرف دیگر با توجه بـه معادلات (۱۹)، باعث افزایش افتهای ایرودینامیکی در توربین خواهد گردید. همچنین افزایش بازده مبدل حرارتی پره (ω) باعث کاهش (σ) و کاهش افتهای خنککاری میگردد. تحقق این امر نیاز به بهبود تکنولوژی خنککاری و استفاده از روشهای کارآمد خنککاری دارد. از آنجائیکه پارامتر (σ) برای هر توربین با هر نوع تکنولوژی مقدار مشخصی را داراست، لذا تغییر دادن آن پارامتر نیاز بهمطالعات جامعتری خواهد داشت.

نمادها

ضریب هواي اضافي	A
سطح مقطع ورودي گازها	A_g
سطح ديواره پره	Aw
نسبت دمش	b
گرماي ويژه فشار ثابت	Cp
ضریب هندسه طبقه توربین	C
افت فشاردر ورودي كمپرسور	DPc
نسبت سوخت به هوا	f
ضریب انتقال حرارت جابجائي	h
ارزش حرارتي پائين سوخت	LHV
دبي جرمي	m
عدد ماخ جريان گازها	M
ضریب در معادله ۹	n
فشار	P
حرارت منتقل شده	Q
ثابت جهاني گازها	R
نسبت فشار	rt,rc
آنتروپي	S
توليد انتروپي	$\dot{S}_{gen}$
عدد استانتون	St
مصرف ويژه سوخت	S.F.C
دما	T
دماي ورودي توربين	TiT
سرعت گازها در نوك پره	u
كار توليدي	w
ضریب تكنولوژي توربين	σ
بازده حرارتي پره	ε
بازده	η
بازده پلي تروپيك توربين	$\eta_{\infty t}$
بازده پلي تروپيك كمپرسور	$\eta_{\infty c}$
نسبت گرماهاي ويژه	γ
رطوبت مخصوص	ω

زیر نوشت:

شرائط هواي خنك كاري	a
هوا	air
واقعي	act
محفظه احتراق	cc
تشكيل	m
گاز	g
خالص	t
طبقه در توربین وكمپرسور	ge
تئوري	th
خفقان	thr

مراجع

[1] Meetam,G.W, “The Development of Gas Turbine Materials” Applied Science Publishers LTD ,LONDON, 1981.

[2] "Advances With Steam Injected Small Gas Turbine" Diesel and Gas Turbine World Wide ,1990,Jan./Feb.,pp39-44.
[3] Macchi, E.; Lozza,G. "An Assessment of the Thermodynamic Performance of Mixed Gas-Steam cycles :Part A, Intercooled and Steam-Injected cycles", ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power,Vol.117,1995,pp489-498.
[4] Bolland, O., Stadaas,J. "Comparative Evaluation of Combined cycles and Gas Turbine systems With Water Injection and Recuperation" , ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power, Vol.117, 1995, pp138-145.
[5] Larson, E.D; Williams, R.H., "Steam Injected Gas Turbine", ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power Vol.109, 1987, pp55-63.
[6] Horllock, J., Robert, E., "Axial Flow Turbines ;Fluid Mechanics and Thermodynamics" Krieger Publishing CO.,FLORIDA,1988.
[7] Wilson , D.G. "The Design of High Efficiency Turbomachinary and Gas Turbines" The Mit Press, LONDON, 1984.
[8] Arnold, D.J., Balje, O.E., "High Temperature Potential of Uncooled Radial Turbine ", ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power, Vol. 104, 1982, pp294-305.
[9] Hawthorne, W.R., "Thermodynamics of Cooled Turbines, Part1: The Turbine Stage " ASME Paper no. 55-A-186, 1984.
[10] Hawthorne, W.R., "Thermodynamics of Cooled Turbines, Part2: The Multi Stage Turbine" ASME Paper no. 55-A-191, 1985.
[11] Rohsenow, W.M., "Effect of Turbine Blade Cooling On Efficiency Of a Simple Gas Turbine Power Plant", ASME Paper no.55A126, 1984.
[12] Louis, J.F., Hiraoka, K., El-Masri ,M.A, "A Comparative Study of The Influence of Different Means of Turbine Cooling On Gas Turbine Performance",1983, ASME Paper no.83-GT-180.
[13] Arai, M. et al, "Result From High Temperature Turbine Test On The HPT of The AGTJ-100A", ASME Paper no.84-GT235.
[14] EI-Masri, M.A., "On Thermodynamics of Gas Turbine Cycles-Part1: A Model For Expansion In Cooled Turbine" ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power, Vol.108,1986,pp151-159.
[15] EI-Masri, M.A., "On Thermodynamics of Gas Turbine Cycles-Part3: Potential and Limitations of Reheat Turbine Combined Cycles" ASME Journal. of Engineering For Gas Turbine and Power, Vol.108 , 1986, pp160-170.
[16] Van Wylen, J., Sontag, E., "Fundamentals Of Classical Thermodynamics",5th Edition,1998.
[17] Von Karman Institute For Fluid Dynamics, "Film Cooling and Turbine Blade Heat Transfer" Lecture Series, Vol.1&Vol.2, 1982.
[18] EI-Masri, M.A., "Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 1- Air Cooled Brayton Cycle Gas Turbines ", ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power, Vol.109, 1987, pp228-236.
[19] Shapiro, A.H, "The Dynamics and Thermodynamics Of Compressible Fluid Flow", Vol.1, Ronald Press, NEW YORK, 1953.
[20] Walsh, P.N., Quets, J.M., "Coatings For The Protection Of Turbine Blades From Erosion", ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power, Vol.117, 1995, pp152-156.
[21] EI-Masri, M.A., "GASCAN-An Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems", Presented at the ASME winter Annual Metting, CANADA, 1986.
[22] Liess, C., "Introduction to Cooling of Gas Turbine Blades", Von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 15., 1980.