

۱-۱ تاریخچه توربین گاز

از حدود ۷۰ سال قبل توربین های گازی جهت تولید برق مورد استفاده قرار می گرفته اند، اما در بیست سال اخیر تولید این نوع توربین ها بیست برابر افزایش یافته است. اولین طرح توربین گازی مشابه توربین های گازی امروزی در سال ۱۷۹۱ به وسیله «جان پائر» پایه گذاری شد که پس از مطالعات زیادی بالاخره در اوایل قرن بیستم اولین توربین گازی که از یک توربین چند طبقه عکس العملی و یک کمپرسور محوری چند طبقه تشکیل شده بود، تولید گردید.

اولین دستگاه توربین گازی در سال ۱۹۳۳ در یک کارخانه فولادریزی در کشور آلمان مورد بهره برداری قرار گرفت و آخرین توربین گازی با قدرت ۲۱۲/۲ مگاوات در فرانسه نصب و مورد بهره برداری می گردد. [۱]

در صنعت برق ایران اولین توربین گازی در سال ۱۳۴۳ در نیروگاه شهر فیروزه (طرشت) مورد استفاده قرار گرفته است که شامل دو دستگاه بوده و هر کدام ۱۲/۵ مگاوات قدرت داشته است. در حال حاضر کوچکترین توربین گازی موجود در ایران توربین گاز سیار «کاتلبرگ» با قدرت اسمی یک مگاوات و بزرگترین آن توربین گازی ۴۹-۷ شرکت زیمنس با قدرت ۱۵۰ مگاوات می باشد. [۱]

۱-۲- نقش توربین گاز در صنعت برق

توربین های گاز جدا از تولید برق به خاطر خصوصیات ویژه ای که دارند می تواند در موارد دیگری مثل موتورهای جت در هواپیماها برای تأمین نیروی محرکه هواپیما و نیروی جلوبرندگی به کار رود یا مثلاً جهت به گردش درآوردن یک پمپ قوی به کار رود. اما چون بحث ما پیرامون توربین های گازی است که در صنعت برق وجود دارد. لذا مطالب خود را بر اساس همین موضوع پیگیری می کنیم.

با توجه به آمار و ارقام مشخص می شود که میزان مصرف برق در ساعات مختلف شبانه روز متفاوت است مثلاً در بعضی از ساعات شبانه روز (فاصله ساعت ۱۰:۰۰ تا ۱۲:۰۰ صبح و از

تاریک شدن هوا به مدت تقریباً دو ساعت در شب) مصرف برق خیلی زیاد است و به میزان حداکثر خود می‌رسد (پیک بار) و در بعضی ساعات مثل ساعات بین نیمه شب تا بامداد مصرف برق خیلی پایین است و در بقیه اوقات یک مقدار متعادل را دارد.

شکل (۱-۱) تغییرات بار به ازاء شبانه روز (منفی بار)

همانطوری که در شکل ۱-۱ دیده می‌شود [۱] یک مقدار از بار مصرف تقریباً در تمام ساعات شبانه روز ثابت است که به آن بار پایه می‌گوییم و یک مقدار بار نیز تنها در ساعات محدودی از شبانه روز اتفاق می‌افتد و مقدار آن بیشتر از بار در بقیه ساعات شبانه روز می‌باشد. این بار را بار حداکثر یا پیک می‌گوییم. نوسانات بین بار پایه و بار پیک را نیز بنام بار متوسط یا میانی می‌گوییم و برای تأمین بار پایه به نوعی نیروگاه احتیاج داریم که مخارج جاری آن پایین باشد. این نیروگاه‌ها شامل نیروگاه‌های بخار (به خاطر سوخت ارزان- چون سوخت مصرفی آنها معمولاً سوخت‌های سنگین مثل مازوت است) نیروگاه‌های هسته‌ای و نیروگاه‌های آبی می‌باشد. اما برای تأمین بار پیک به نوعی نیروگاه احتیاج داریم که مخارج نصب پایین و سرعت راه‌اندازی و باردهی بالا داشته باشد. [حتی اگر مخارج جاری آن بالا باشد و در رابطه با تأمین بار پیک توربین‌های گازی مطرح می‌شوند، زیرا خصوصیات تقاضا شده فوق‌را دارا می‌باشند.

توربین‌های بخار به خاطر آنکه برای راه‌اندازی و رسیدن به مرحله باردهی چندین ساعت وقت لازم دارند و استفاده از آنها به صورت رزرو به صرفه نیست در این مورد استفاده نمی‌شوند.

بار میانی نیز توسط ترکیبی از نیروگاه‌های مختلف که اقتصادی‌تر باشد، تأمین می‌شود. بنابراین یکی از بارزترین موارد استفاده توربین‌های گاز در صنعت برق، تأمین بار پیک توسط این واحدهاست البته در کشورهایی مثل ایران که مسأله سوخت حتی گاز و گازوئیل مسأله مهمی را ایجاد نمی‌کند از واحدهای گازی برای تأمین بار پایه نیز استفاده می‌شود.

از ویژگی‌های دیگر واحدهای گازی که با دیزل استارت می‌شود قادرند با استفاده از باتری‌ها موجود در باتری‌خانه که همواره شارژ کامل هستند بدون وابستگی به شبکه استارت شده و

به مرحله باردهی برسند لذا از واحدهای گازی می توان برای مناطقی که به شبکه سراسری متصل نیستند و نیز برای شروع برقرار کردن شبکه پس از خاموشی کامل شبکه استفاده کرد. در بعضی از واحدهای گازی کلاچ مخصوص بین محور توربین و محور ژنراتور وجود دارد که می توان این دو محور را از هم جدا کند و در واحدهایی که به این نوع کلاچ مجهز هستند می توان در حالی که ژنراتور به شبکه متصل است با خاموش کردن توربین و باز شدن کلاچ موردنظر که با افت دور توربین نسبت به ژنراتور صورت می گیرد ژنراتور را به صورت موتور درآورد و به این وسیله عمل تنظیم ولتاژ شبکه را انجام داد. این کار معمولاً در شبهایی که بخاطر پایین بودن مصرف در شبکه ولتاژ بالا می رود انجام می شود به این نوع استفاده از ژنراتور اصطلاحاً کندانسور کردن گویند.

۱-۳-۱- مزایای توربین گازی

الف) واحدهای گازی بخاطر جمع کوچک و ساده بودن نصب خیلی سریع نصب می شود.
ب) واحدهای گازی بعد از استارت، در عرض چند دقیقه (معمولاً کمتر از ده دقیقه) به مرحله بازدهی می رسند که در این زمان کوتاه، توربین های گازی را قادر ساخته است که برای منظورهای اضطراری و در مواقعی که ماکزیمم مصرف برق را در سیستم قدرت داریم مورد استفاده قرار گیرد. در ضمن تغییر بار (قدرت تولید) در این واحد، سریع صورت می گیرد.
ج) قیمت و هزینه نصب واحدهای گازی پایین است (حدود واحدهای بخار برای قدرت برابر)

د) به علت سادگی ساختمان و کم بودن قسمت های کمکی و نوعی در توربین گاز بهره برداری از آن آسان می باشد. در ضمن در واحدهای گازی امکان کنترل و بهره برداری در محل و از راه دور وجود دارد.

ه) در توربین های گازی، امکان استفاده از سوخت های مختلف و تعویض نوع سوخت در حال کار واحد به هنگام باردهی، قدرت مانور خوبی به واحد می دهد.

۱-۳-۲- معایب توربین گازی

الف) راندمان یا بازدهی واحدهای گازی به خاطر دفع مقدار زیادی انرژی، به صورت گرما از آگزوز، (برای یک واحد گازی با قدرت ۲۵ مگاوات دمای خروجی آگزوز، بیش از 500°C می باشد) و تشعشع مقداری گرما از جدار اتاق احتراق، پایین تر می باشد (ماکزیمم تا حدود ۲۷٪ برای سیکل ساده)

ب) چون در واحدهای گازی، معمولاً از گاز طبیعی یا سوخت های سبک استفاده می کنند، لذا مخارج جاری آنها بالا می باشد (به علت گرانی اینگونه سوختها)، ولی در عوض میزان آلودگی محیط زیست نسبت به سایر نیروگاه های حرارتی دیگر با قدرت مشابه کمتر است.

فصل دوم

تئوری فرایندهای توربین گازی در افزایش قدرت و راندمان

۱-۲- مقدمه

با منبسط شدن گازهای حاصل از احتراق (که دارای دما و فشار بالایی می باشند) در چندین طبقه از پره های ثابت و متحرک قدرت در توربین گاز تولید می شود.

برای تولید بالا جهت محفظه احتراق (حدود ۴ تا ۱۳ اتمسفر) از کمپرسورهای محوری با چندین طبقه استفاده می شود. در هر طبقه بر میزان فشار هوای مکیده شده توسط کمپرسور افزوده می شود. کمپرسور توسط توربین به گردش در می آید به همین منظور محور کمپرسور و توربین به هم متصل است. اگر همه چیز را ایده آل فرض کنیم یعنی اصطکاک و تلفات ترمودینامیکی سیال صفحه فرض شوند. همه فرایندها در تمام طبقات کمپرسور و توربین ایده آل است و افت فشار در محفظه احتراق نیز صفر است. بعد از راه اندازی توربین گاز اگر کل سیستم را به حالت خود رها کنیم (بدون اینکه سوختی مصرف کنیم) قاعدتاً باید قدرت تولید شده در توربین مساوی قدرت مصرف شده در کمپرسور باشد. اما این از لحاظ علمی غیرممکن است. در توربین گاز حدود قدرت تولید شده در توربین صرف به گردش آوردن کمپرسور شده و آن به عنوان کار خروجی جهت تولید برق (یا هر مصرف دیگر) مصرف می شود. بنابراین لازم است که قدرت تولیدی در توربین بیشتر از قدرت مصرفی در کمپرسور باشد. برای این منظور می توان با اضافه کردن حجم سیال عامل در فشار ثابت یا

افزایش فشار آن در حجم ثابت قدرت تولیدی توربین را افزایش داد. هر یک از دو روش فوق را می توان با بالا بردن دمای سیال عامل پس از متراکم ساختن آن به کار برد. برای افزایش دمای سیال عامل یک محفظه احتراق لازم است تا با احتراق سوخت دمای هوا بالا رود. به این ترتیب یک سیکل ساده توربین گاز شامل قسمت های زیر است:

۱- کمپرسور

۲- اتاق احتراق

۳- توربین

در توربین های گاز ممکن است یکی از دو نوع سوخت گازوئیل یا گاز طبیعی استفاده شود. توربین های گازی را از روی عمل انبساط گازها (مانند توربین بخار) تقسیم بندی می کنند که عبارتند از:

۱- توربین های ضربه ای

۲- توربین های ضربه ای- عکس العملی

توربین های گاز را از روی سیو سیال عامل نیز طبقه بندی می کنند که عبارتند از:

۱- توربین های گازی با سیکل باز (سیال عامل از هوای بیرون موتور وارد و به داخل هوای محیط تلمبه می گردد).

۲- توربین های گاز با سیکل بسته (سیال عامل از هوای بیرون موتور وارد و به داخل هوای محیط تخلیه می گردد).

۳- توربین های گاز با سیکل نیمه بسته (مقداری از سیال عامل در داخل دستگاه گردش می کند و مقدار دیگر به داخل هوای محیط تخلیه می گردد).

۲-۲- سیکل استاندارد هوایی

شکل (۱-۲) توربین گاز با سیکل ساده

در شکل (۱-۲) علائم زیر استفاده شده است:

C = کمپرسور

B= اتاق احتراق

T= توربین

P= کولپینگ بین توربین و دستگاه مصرف کننده

S= راه انداز

شکل (۲-۲): نمودار P-V سیکل برای تون

همانطور که در شکل (۲-۲) پیدا است هوای محیط در داخل کمپرسور از فشار P₁ تا P₂ طی یک فرآیند آیزوتروپیک متراکم می گردد و بعد در اتاق احتراق توسط سوخت پاشیده شده احتراق صورت می گیرد.

فرآیند احتراق تقریباً در فشار ثابت انجام می شود. در اثر احتراق دمای سیال عامل زیاد می شود و از T₂ به T₃ می رسد محصولات احتراق از اتاق احتراق خارج شده و در داخل توربین از P₃ تا فشار جو منبسط می گردد و به داخل هوای محیط تخلیه می شود. توربین و کمپرسور به طور مکانیکی به هم متصل شده اند. بنابراین کار خالص برابر است با اختلاف بین کار انجام شده توسط توربین و کار مصرف شده توسط کمپرسور. برای آغاز کار کمپرسور یک راه انداز (استاتور) لازم خواهد بود، وقتی توربین شروع به کار کرد، راه انداز قطع می شود.

نمودار سیکل آرمانی (نظر) برای تون روی نمودار P-V یا T-S در شکل های شماره (۲-۲) و (۳-۲) نشان داده شده است.

فرآیند ۱-۲: تراکم ایزوتروپیک در کمپرسور

فرآیند ۲-۳: افزودن حرارت در فشار ثابت در اتاق احتراق

فرآیند ۳-۴: انبساط ایزوتروپیک در توربین

فرآیند ۴-۱: بس دادن حرارت در فشار ثابت

شکل (۳-۲): نمودار T-S سیکل برای تون

با مراجعه به شکل (۲-۲) می توان بازده حرارتی سیکل را بر مبنای یک کیلوگرم از سیال عامل پیدا نمود.

$$(۱-۲) \quad \text{حرارت افزوده شده}$$

و چون گرمای ویژه فشار ثابت CP در کل فرآیند ۲-۳ ثابت است:

$$(۲-۲) \quad \text{حرارت پس داده شده} =$$

$$\text{حرارت پس داده شده} - \text{حرارت افزوده شده} = W_{\text{net}} = \text{کار خالص} \\ = (۳-۲)$$

این مقدار کار را می توان از راه محاسبه کار توربین و کمپرسور نیز به دست آورد.

$$(۴-۲) \quad \text{کار انجام شده به وسیله توربین}$$

$$(۵-۲) \quad \text{کار مصرف شده به وسیله کمپرسور}$$

$$\text{کار مصرف شده به وسیله کمپرسور} - \text{کار تولید شده به وسیله توربین} = W_{\text{net}}$$

$$(۶-۲) \quad W_{\text{net}} =$$

بازده حرارتی عبارت است از نسبت کار خالص سیکل به هزینه انجام شده

و به طور خلاصه:

$$(۷-۲)$$

می دانیم که در یک فرایند آیزونتروپیک بین فشار، دما و حجم گاز در رابطه زیر برقرار است:

نظر به اینکه $P_2=P_3$ و $P_1=P_4$ می توان نوشت:

با قرار دادن مقدار از معادله فوق در معادله (۷-۲) خواهیم داشت:

(۸-۲)

نسبت فشار را به IP نشان می دهیم، بنابراین:

(۹-۲)

شکل (۲-۴): منحنی تغییرات بازده حرارتی سیکل نظری بر حسب تغییرات فشار
حال اگر راندمان حرارتی را بر حسب نسبتهای فشار متفاوت رسم کنیم نمودار شکل (۲-۴) به
دست می آید. [۲]

همانطور که از شکل (۲-۴) پیداست راندمان حرارتی با افزایش نسبت فشار افزایش می یابد.
اما همانطور که از این نمودار پیداست این افزایش یکنواخت و خطی نیست، بلکه از نسبت
فشار ۱ تا ۴ دارای شیب تند خطی می باشد و از آن به بعد نرخ آن کاسته می شود. از نسبت
فشار ۱۶ به بعد تغییرات راندمان حرارتی بر حسب نسبت فشار خیلی محسوس نیست، بنابراین
می توان پیشنهاد کرد که برای راندمان حرارتی ماکزیمم یک نسبت فشار بهینه باید وجود
داشته باشد.

۲-۳- نسبت فشار برای حداکثر کار خالص ویژه سیکل نظری برایتون

اگر شرایط سیکل را ایده آل فرض کنیم، برای تغییر قدرت خروجی، تنها عامل متغیر نسبت
فشار می باشد. حداقل نسبت فشار، یک است که به ازاء آن قدرت خروجی صفر می شود، در
این صورت:

(۱۰-۲)

اگر دمای خروجی کمپرسور به دمای ورودی توربین یعنی T_3 برسد حرارت افزوده شده در
اتاق احتراق صفر خواهد بود. در نتیجه مقدار کار کمپرسور و توربین با هم برابر می شود. و
کار خروجی (خالص) در این حالت هم صفر می شود. این نسبت فشار ماکزیمم برابر است با:

(۱۱-۲)

بنابراین هیچ کدام از دو روش فوق الذکر عملی نیست و باید یک نسبت فشار میانی وجود داشته باشد که به ازاء آن قدرت خروجی یا بازده (با توجه به محدوده دمایی که توربین با آن مواجه است) حداکثر بشود. شکل (۵-۲) دیاگرام T-S این سیکل با مقادیر حداقل، حداکثر و میانی نسبت فشار نشان می دهد. برای به دست آوردن نسبت فشاری که به ازاء آن قدرت خروجی حداکثر شود (قدرت خروجی به ازاء یک کیلوگرم سیال عامل) به روش زیر عمل می کنیم با توجه به شکل (۵-۲):

(۱۲-۲)

از طرفی داریم

و

با توجه به اینکه دوطرف راست معادله فوق با هم برابر است می توان نوشت:

بنابراین معادله (۱۲-۲) به صورت زیر در می آید:

(۱۳-۲)

شکل (۵-۲) حداکثر و حداقل فشار در سیکل برای تون

در معادله (۱۳-۲) T_1 , T_3 حداقل و حداکثر دمای سیال می باشند، r و CP مقادیر ثابت محسوب می شوند. برای به دست آوردن فشاری که به ازاء آن قدرت خروجی حداکثر می شود از معادله (۱۳-۲) بر حسب rP مشتق می گیریم و آن را مساوی صفر قرار می دهیم:

طرفین معادله فوق را بر تقسیم می کنیم در نتیجه معادله به صورت زیر در می آید:

(۱۴-۲)

(۲-۱۵)

۲-۴- سیکل عملی برایتون:

سیکل عملی (واقعی) توربین گاز از نقطه نظرهای زیر با سیکل نظری برایتون تفاوت دارد:
۱- به علت وجود تلفات اصطکاکی در کمپرسور و توربین، فرآیند تراکم و انبساط بدون اصطکاک نیست و با مقداری افزایش در انتروپی همراه می باشد (این فرآیندها آدیاباتیک برگشت ناپذیر می باشند) در حالت ایده آل بازده کمپرسور و توربین ۱۰۰٪ می باشد اما در عمل کمتر است.

۲- در اتاق احتراق افت فشار مختصری وجود دارد. این افت فشار (تلفات) به قدری کم است که به منظور ساده شدن مسأله هر جا که لازم باشد می توان از آن صرف نظر نمود.

۳- جرم گازی که از داخل توربین عبور می کند $(f+1)$ برابر جرم هوایی است که از داخل کمپرسور عبور می کند که f نشان دهنده نسبت جرم سوخت به جرم هوا می باشد.

۴- گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق کمی بیشتر از گرمای ویژه هوا می باشد. البته این افزایش به قدری کم است که گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق را می توان برای ساده شدن مسأله هر جا که لازم است با گرمای ویژه هوا مساوی فرض کرد.

شکل (۲-۱۶) نمودار T-S سیکل واقعی برایتون

در شکل شماره (۲-۶) نمودار T-S برای یک سیکل واقعی برایتون نشان داده شده است.

تلفات فشار در اتاق احتراق بصورت P2-P3 نشان داده می شود. در این سیکل:

فرآیند ۱-۲ تراکم آیزوتروپیک.

فرآیند ۲-۳: تراکم واقعی.

فرآیند ۳-۴: انبساط آیزوتروپیک

فرآیند ۴-۳: انبساط واقعی.

بازده کمپرسور

چون CP ثابت است:

(بازده کمپرسور)

بازده توربین

اگر گرمای ویژه گازهای حاصل از سوخت با گرمای ویژه هوا با هم برابر فرض شود:

(۱۷-۲)

بازده حرارتی سیکل بصورت زیر محاسبه می گردد:

کار مصرفی کمپرسور - کار واقعی توربین = W_{net} = کار خالص واقعی

= حرارت افزوده شده

بنابراین بازده حرارتی سیکل برابر است با:

(۱۸-۲)

اگر بجای مقدار آنها را از معادله (۱۶-۲) و (۱۷-۲) در معادله (۱۸-۲) قرار دهیم خواهیم

داشت:

(۱۹-۲)

از روی معادله (۱۹-۲) واضح است که بازده حرارتی واقعی سیکل با اصلاح یا هر دو افزایش

می یابد.

۵-۲- راههای اصلاح بازده و کار خروجی ویژه سیکل ساده

برای اصلاح کار یک مولد قدرت با سیکل ساده می توان از روشهای زیر استفاده نمود.

۱-۵-۲- بازیابی حرارت

با گرم کردن اولیه هوا با استفاده از گرمای گاز خروجی توربین در مصرف سوخت صرفه

جویی می شود. این روش را بازیاب حرارتی گویند.

شکل (۷-۲) نمودار جریان و T-S برای یک چرخه بسته غیر ایده آل برای تون با مبادله گرما. به دلیل اینکه بازده سیکل توربین گازی با بازیاب بیشتر از بازده سیکل ساده توربین گازی است، مصرف سوخت در این سیکل تا ۳۰ درصد و حتی بیشتر کاهش می یابد.

۲-۵-۲- اصلاح قدرت خروجی واحد توربین

این عمل به روشهای زیر انجام می شود:

الف) گرم کردن مجدد انبساط کامل در توربین در دو یا چند طبقه حاصل می شود و پس از هر مرحله از انبساط گرم کردن مجدد صورت می گیرد.

ب) بالا بردن حداکثر دمای سیکل (دمای گاز ورودی توربین) این عمل به روشهای زیر انجام می شود:

۱- استفاده از سوختی با کیفیت بهتر

۲- استفاده از مولد بهتر برای پره های توربین که بتواند دمای زیادتری را تحمل کند.

۳- استفاده از روشهای خنک کردن پره ها

۴- اصلاح بازده توربین که بستگی به اصلاح طرح آن دارد.

۲-۵-۳- کاستن از قدرت مصرفی کمپرسور

این عمل به راههای زیر انجام می گیرد.

الف) خنک کردن میانی: کار مصرفی کمپرسور با خنک کردن هوا در فاصله بین طبقات کمپرسور کاهش می یابد.

ب) بالا بردن بازده کمپرسور: این عمل با اصلاح طرح کمپرسور قابل اجرا است.

ج) تزریق آب: با تزریق آب در دهانه ورودی کمپرسور، کار خروجی و بازده در اثر جرم اضافی آب تزریق شده و افزایش دانسیته هوا و خشک کردن هوا زیاد می شود.

شکل (۸-۲) نمودار جریان و T-S یک سیکل بسته ایده آل برای تون با دو مرحله خنک کردن

میانی و یک مرحله باز گرمایش و یک دستگاه مبادله گرما

مقدار کار در دستگاه هایی مانند کمپرسور یا توربین با استفاده از معادله زیر است:

این معادله برای گاز کامل با توجه به اینکه برای آن $pv=Mrt$ است بصورت زیر در می آید:

بنابراین به ازاء معین مقدار کار مستقیماً با دما متناسب است، لذا کمپرسور که بین حالت ۱ و ۲ کار می کند با افزایش دما کار بیشتری مصرف خواهد کرد از آنجا که کار کمپرسور منفی است افزایش آن کار خالص سیکل را کاهش می دهد، بهتر است در حالی که می خواهیم به فشار P_2 برسیم $T=T_2-T_1$ را در حد پایین نگاه داریم، این کار را از لحاظ نظری می توان با خنک کردن متوالی گاز متراکم و نگهداشتن دمای آن در حد T_1 انجام داد. این روش با استفاده از خط بریده پایینی در شکل (۸-۲) نشان داده شده است. اما این کار از لحاظ فیزیکی امکان پذیر نیست و خنک کردن گاز را بین دو مرحله تراکمی می توان انجام داد. در شکل (۸-۲) برای سادگی کار فرآیند تراکمی و انبساطی بصورت ایده آل (آیزوتروپیک) نشان داده شده اند و در آن دو مرحله خنک کن میانی دیده می شوند. گاز پس از تراکم نسبی از ۱ تا ۲ خنک می شود و دمای آن در حالی که فشارش ثابت است (در فرآیند ایده آل) به دمای نقطه ۱ می رسد. مجدداً گاز تا ۲ متراکم می شود و پس از آن دوباره تا ۱ خنک می شود و سرانجام تا ۲ متراکم می شود. در فرآیند ایده آل و است تحت این شرایط کمپرسور از سه قسمت تشکیل می شود که کار مصرفی هر قسمت یکسان است.

با توجه به معادله می توان نتیجه گرفت که با بالا نگهداشتن دمای گاز در توربین می توان کار توربین را افزایش داد. این فرآیند به وسیله خط بریده افقی شکل (۸-۲) نشان داده شده است.

در شکل (۸-۲) دو دستگاه توربین نشان داده شده است که بین آنها یک مرحله بازگرمایشی قرار دارد. گاز در قسمت فشار بالای توربین از ۳ تا ۴ منبسط می شود و آنگاه در ضمن یک فرآیند فشار ثابت (در حالت ایده آل) تا حالت ۳ باز گرم می شود و بالاخره در قسمت فشار

پایین توربین تا ۴ انبساط پیدا می کند. مساحت مقدار افزایش کار در سیکل را نشان می دهد در حالی که مقدار گرمای داده شده به سیکل به اندازه می باشد. از عملیات خنک سازی میانی، بازگرمایش و بازیابی می توان توأماً در یک سیکل مطابق شکل (۲-۸) استفاده کرد.

شکل (۲-۹) نمودار جریان T-S یک سیکل دو محوری توربین گازی با تزریق آب و مبادله گرما

تزریق آب به سیکل توربین گازی روشی است که به وسیله آن می توان قدرت خروجی سیکل را به طور محسوسی و بازده آن را به طور جزئی افزایش داد. در بعضی از هواپیماها و در بعضی از واحدهای ثابت، آب به داخل کمپرسور تزریق می شود و ضمن افزایش دمای هوا در فرآیند تراکمی به صورت بخار در می آید از این رو گرمای تبخیر موجب کاهش دمای هوای متراکم می شود و در نتیجه آن کار کمپرسور کاهش می یابد. این اثر در واقع مشابه اثر خنک کن میانی است (که قبلاً مورد بررسی قرار گرفت).

تزریق آب به سیکل توربین گازی که دارای مبادله گرما است در صورتی که آب بین کمپرسور و مبادله گرما تزریق شود سودمندتر است [۲]. این روش را می توان به وسیله پاشش برای سیکل های تک محوری و دو محوری به کار برد. این روش در شکل (۲-۹) آب بین کمپرسور و مبادله گرما نشان داده شده است. در نمودار T-S، 1-2-4-5-7-9-1، بدون تزریق آب را نشان می دهد. که در آن ۴ و ۹ به ترتیب عبارتند از هوای متراکم خروجی و گازهای خروجی از مبادله گرما. دمای هوای متراکم در نقطه ۲ در نتیجه تزریق آب ضمن یک فرآیند تقریباً با فشار ثابت به دلیل تبخیر آب از مقدار مربوط به ۲ تا دمای ۳ کاهش می یابد (فشار به اندازه کمی از ۲ تا ۳ افزایش پیدا می کند) آنگاه هوای متراکم خنک شده با حالت ۳ وارد مبادله گرما می شود و در آن تا دمایی تقریباً برابر با دمای ۴ پویش گرم می شود. (عملاً دما به مقدار جزئی کمتر از دمای ۴ است). گرمای اضافی لازم برای گرم کردن هوای مرطوب از ۳ تا ۲ از گازهای خروجی و ضمن فرآیند ۹ تا ۹ تأمین می شود. که

در غیر این صورت این انرژی از دست می رفت از این رو دمای نقطه ۹ دمای جدید گازهای خروجی محسوب می شود. آب ورودی ممکن است پیش از تزریق به وسیله گاز در نقطه ۹ پینس گرم شود مطابق شکل (۲-۹) و همچنین ممکن است این عمل صورت نگیرد.

آب به اندازه ای می توانند تزریق شود که هوای متراکم در دمای T3 به صورت اشباع درآید. بیش از این مقدار آب موجب می شود که مایع آب توسط هوا حمل شود و با این عمل هر چند که کار تا حدی افزایش می یابد ولی بازده در مقایسه با حالت هوای اشباع کاهش پیدا می کند و مشکلاتی مانند پرکار کردن مبادله کن گرما، اختلاف دمای شدید موضعی و تنش های گرمایی ناشی از آن بوجود می آید.

افزایش کار نیروگاه در نتیجه تزریق آب تا حدی در نتیجه افزایش کار توربین به علت افزایش آهنگ جرمی جریان هوا و بخار آب از توربین است، بدون اینکه کار کمپرسور افزایش یافته باشد. مقدار افزایش جرم عبارت است از تفاضل جرم بخار اشباع در نقطه ۳ شکل (۲-۹) و جرم بخار آبی که از اول در هوا در نقطه ۱ موجود بود.

۲-۶- تأثیر متغیرهای کار روی بازده

بازده حرارتی سیکل ساده واقعی یک توربین گاز بستگی به متغیرهای زیر دارد:

۱- نسبت فشار

۲- بازده توربین

۳- دمای ورودی توربین T3

۴- دمای ورودی کمپرسور T1

۵- بازده کمپرسور

۲-۶-۱- تأثیرات دمای ورودی توربین و فشار آن

در شکل شماره (۲-۱۰) نشان می دهد که افزایش دمای ورودی توربین بازده حرارتی را با ثابت نگهداشتن عوامل دیگر، افزایش می دهد. به ازاء هر دمای ورودی توربین یک نسبت فشار عالی برای حداکثر بازده حرارتی وجود دارد.

شکل (۲-۱۰) تغییرات بازده حرارتی سیکل ساده توربین گاز بر حسب تغییرات ثبت فشار
برای دماهای مختلف گاز ورودی

۲-۶-۲- تأثیر بازده توربین و کمپرسور

شکل شماره (۲-۱۱) نشان می دهد که بازده حرارتی در برابر تغییرات بازده توربین و کمپرسور بسیار حساس است منحنی خط چین بازده حرارتی سیکل ایده آل (سیکل ساده آرمانی) را نشان می دهد. وقتی بازده توربین و کمپرسور زیاد می شود. بازده حرارتی سیکل هم زیاد می شود. به ازاء هر بازده توربین و کمپرسور یک حد اعلاای فشار وجود دارد که به ازاء آن بازده حرارتی سیکل حداکثر می شود.

شکل (۲-۱۱) تغییرات بازده حرارتی سیکل بر حسب نسبت فشار برای مقادیر مختلف بازده توربین و کمپرسور

(اعداد روی منفی ها نشانه بازده توربین و کمپرسور بر حسب درصد می باشند).

۲-۶-۳- تأثیر تغییرات دمای هوای ورودی به کمپرسور

همانطور که در شکل شماره (۲-۱۲) نشان داده شده است با کاهش دمای هوای ورودی کمپرسور (هوای محیط) بازده سیکل افزایش می یابد. نقاط حد اعلا در نسبت فشار بالاتر بوجود می آید و هرچه انحناى منحنی کمتر بشود حدود وسیعتری برای بهترین نسبت فشار وجود دارد.

شکل (۲-۱۲) "تغییرات بازده حرارتی سیکل ساده بر حسب نسبت فشار برای دماهای مختلف ورودی کمپرسور

(دمای هوای ورودی روی هر یک از منحنی ها نوشته شده است)

فصل سوم

خنک کاری هوا

۳-۱- ضرورت خنک کردن هوای ورودی کمپرسور

با افزایش دمای محیط و ارتفاع، بازده و قدرت خروجی توربین های گازی و سیکل های ترکیبی به شدت پایین می آید. با توجه به اینکه در اثر مناطق دارای توربین گازی یا سیکل ترکیبی نصب شده در کشور دمای محیط بالا می باشد، بنابراین این واحدها به علت کاهش بازدهی، سوخت بیشتری مصرف خواهد نمود.

همچنین با توجه به اوج مصرف انرژی الکتریکی در تابستان، کم شدن قدرت خروجی ممکن است مشکلاتی را در تأمین انرژی الکتریکی لازم در کشور ایجاد کند و موجب خساراتی بر اقتصاد کشور گردد. در واقع سرمایه های ملی در اثر این مسأله از دست می رود. تولید کار در توربین های گازی یک فرآیند حجم ثابت است با افزایش دمای محیط جرم مخصوص هوا کاهش یافته و دبی جرمی عبوری از توربین پایین می آید در نتیجه قدرت تولیدی توسط توربین کاهش خواهد یافت، با تقریب می توان گفت که قدرت خروجی با دبی جرمی در سیکل نسبت مستقیم دارد.

(۱-۳)

به ازاء هر $1^{\circ}F$ افزایش در دمای محیط 0.3% تا 0.5% از توان خروجی واحد توربین گازی کم می شود. با بالا رفتن دمای محیط، همانطور که در دیاگرام T-S شکل (۱-۳) نشان داده شده فرآیند آنتروپی ثابت ۱-۲ در کمپرسور به فرآیند $h-2h_1$ تبدیل می گردد با توجه به واگرا بودن خطوط فشار ثابت در این دیاگرام میزان کار انجام شده توسط کمپرسور افزایش خواهد یافت.

از طرفی با بالا رفتن دمای محیط فشار بعد از کمپرسور کم شده و در نتیجه بازدهی حرارتی واحد کاهش می یابد (شکل ۲-۳) همچنین به علت کاهش دانسیته هوا نرخ حرارتی و نیز مصرف ویژه سوخت (دبی سوخت مصرفی بر واحد قدرت تولیدی) بالا می رود [۳].

شکل (۱-۳) تحول تراکم در کمپرسور بر روی دیاگرام T-S در یک روز گرم و یک روز عادی

کاهش نسبت فشار در شکل (۲-۳) برای یک روز گرم نشان داده شده است با توجه به محدود بودن دمای گازهای ورودی به توربین گاز، همانطور که در شکل دیده می شود کار انجام شده در توربین گاز کاهش خواهد یافت.

همچنین گزارشها نشان می دهد که تولیدکنندگان انرژی الکتریکی هزینه بیشتری برای انرژی تولیدی در ساعاتی که تقاضای مصرف برق زیاد است (مانند بعدازظهرهای گرم تابستان) می پردازند. این موضوع انگیزه آنرا ایجاد می کند که به طریقی، قدرت خروجی از دست رفته توربین گازی در ساعات گرم را به آن بازگرداند. خلاصه آنکه نیروگاه های باریک نیز احتیاج به افزایش قدرت خروجی در ساعات مصرف بالا دارند.

نیاز به افزایش توان در ساعات گرم به علاوه ضرورت افزایشی توان با هزینه کم از طرفی و امکان محقق کردن این موارد در توربین های گازی از طرف دیگر باعث شده است تا از روشهای خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور برای این منظور استفاده گردد.

کاهش دمای هوای ورودی توربین علاوه بر افزایش قدرت خروجی باعث کاهش نرخ حرارتی (HeatRate) آن نیز می شوند و بازده مجموعه را نیز افزایش می دهد. در شکل (۳-۳) تأثیر دمای هوای ورودی روی نرخ حرارتی توربین گاز نیز نشان داده شده است.

شکل (۳-۳): تأثیر دمای ورودی کمپرسور روی قدرت خروجی و نرخ حرارتی یک توربین گازی

همانطور که در مباحث قبلی گفته شد سیال عامل در توربین های گازی معمولاً هوا می باشد. لذا عملکرد سیکل توربین گاز بستگی شدیدی به شرایط هوای محیط دارد. هرچه درجه حرارت محیط پایین تر باشد توان خروجی سیکل افزایش می یابد.

در جدول (۱-۳) اثرات دمای ورودی به کمپرسور بر عملکرد توربین گازی محل PG65418 نشان داده شده است.

جدول (۳-۱): اثر دمای ورودی به کمپرسور بر عملکرد توربین

همانطور که گفته شد خنک کاری هوا در توربین های گازی به ۴ طریق انجام می پذیرد:

۱- خنک کاری میانی

۲- خنک کاری تبخیری

۳- خنک کاری به وسیله سیستم ذخیره سرما

۴- خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور به وسیله چیلر

خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور به دلیل اینکه یک فرآیند مستقل می باشد بیشتر در توربین های گازی در حال بهره برداری مورد توجه قرار می گیرد. این روش بدون هیچگونه تغییر یا اصلاحی در اجزاء اصلی واحد توربین گازی و با رعایت برخی نکات فنی بدون هیچگونه اثرات منفی قابل اجرا است. محل نصب تجهیزات مربوط به آن تقریباً مستقل و جدا از اجزاء اصلی سیکل توربین گاز می باشد و در کل طرح و اجزاء ساده تری دارد. با این حال تمام روشهای خنک کردن هوای ورودی در توربین های گازی در حال طرح و برنامه ریزی نیز قابل طراحی و اجراء است.

هر یک از روشهای خنک کردن هوای ورودی با توجه به هزینه اولیه، هزینه عملیاتی و تعمیرات و تأثیر آن بر مقدار افزایش قدرت خروجی و بازدهی، انتخاب می شوند. در زمان طراحی به دلیل عمر طولانی تر سیکل، می توان از روشهای پرهزینه تر و مؤثرتری استفاده نمود.

روشهای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور اساساً به سه دسته اصلی تقسیم می شود. اول روشهای تبخیری می باشد. در این روش آب در کانال هوای ورودی به کمپرسور تبخیر می گردد. بدین ترتیب گرمای نهان تبخیر آب از هوا گرفته شده و هوا خنک می شود. محدودیت اساسی این روش کاهش دمای ورودی، حداکثر تا دمای نقطه اشباع بخار یا نقطه شبنم است و مزیت آن هزینه اولیه و عملیاتی کمتر می باشد.

دومین روش، روشهای تبرید مکانیکی یا جذبی است. در روش تبرید مکانیکی از یک چیلر ضربه ای یا سانتریفیوژ کمک گرفته می شود تا به وسیله یک کویل خنک کن یا با قرار دادن

اوپراتور در مسیر هوا، هوای ورودی به کمپرسور را خنک نمود. هزینه اولیه و خصوصاً هزینه عملیاتی بالا و مصرف انرژی زیاد از معایب این روش می باشد و توانایی خنک کردن تا 5°C از مزایای این روش است.

در روش تبرید جذبی از یک چیلر جذبی برای خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور استفاده می شود. هزینه اولیه بالا، هزینه عملیاتی پایین و مصرف انرژی با توجه به اینکه می توان هوا را تا 7°C خنک کرد از ویژگی های این روش می باشد. سیال *** در چیلر جذبی (آب) خود تا 4°C سرد شده و قادر است هوا را فقط تا 7°C خنک کند [۳].

روش سوم: روش ذخیره سازی انرژی است از این روش برای تأمین انرژی الکتریکی مورد نیاز در زمان پیک مصرف برق استفاده می شود. در ساعت هایی که مصرف برق کم است از انرژی الکتریکی تولیدی اضافی برای تولید یخ یا خنک کردن آب استفاده می شود. در ساعت های پیک از این یخ یا آب خنک تولید شده برای سرد کردن هوای ورودی به کمپرسور تا دمای 5°C استفاده می شود و توان خروجی توربین گازی و بازدهی آن را بالا می برد.

نکته قابل توجه این است که با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در حد پایین تر از 5°C امکان تشکیل قطرات آب وجود دارد. در ورودی کمپرسور به علت سرعت گرفتن هوا، دمای آن کاهش یافته و باعث ایجاد ذرات کوچکی از یخ می شود که به کمپرسور آسیب می رساند. بنابراین در ایده آل ترین شرایط حداقل دمای ورودی به کمپرسور را می توان به 5°C رساند. توضیحات کاملتر در مورد روش سرد کردن هوای ورودی در ادامه ارائه خواهد شد [۳].

(۲-۳) خنک کاری میانی

کار خالص سیکل توربین گاز را می توان با کاهش کار کمپرسور افزایش داد. این کاهش با به کار بردن چند کمپرسور و خنک کردن در بین طبقات عملی می گردد. هوای کمپرسور مرحله اول در داخل خنک کن میانی، تقریباً تا دمای اولیه خنک می شود و وارد کمپرسور بعدی می گردد. با استفاده از خنک کن میانی پرسه تراکم به پرسه ایزوترمال تبدیل می شود.

تأثیر خنک کن میانی افزایش کار خالص و کاهش راندمان در مقایسه با سیکل ساده آرمانی بدون خنک کن میانی می باشد.

شکل (۳-۴) شماتیک سیکل توربین گاز با خنک کن میانی و دیاگرام T-S کمپرسور اولی (C1) هوا را از فشار محیط به فشار میانی P_x می رساند سپس هوا وارد خنک کن ساده شده و گرمای خود را به محیط پس می دهد آنگاه کمپرسور دومی هوا را تا فشار P_2 مترکم می کند در اتاق احتراق گاز تا دمای T_5 گرم می شود. و پس از آن در توربین از فشار P_2 و دمای T_5 تا فشار P_1 منبسط می شود.

کار انجام شده به وسیله کمپرسور به سبب وجود خنک کن میانی صرفه جویی شده است و این همان مقدار کاری است که به کار خالص سیکل در مقایسه با سیکل اصلی افزوده می شود (شکل ۵-۱) اما به حرارت داده شده به سیکل نیز در اتاق احتراق به اندازه ($a\bar{h}-h_a$) اضافه شده است، زیرا دمای هوای فشرده شده خروجی از کمپرسور دوم (T_4) پایین تر از دمای سیکل ساده با نسبت تراکم یکسان (T_a) می باشد. بنابراین خنک کن میانی راندمان حرارتی را کاهش می دهد. چون حرارت داده شده از طرف هوا به خنک کن میانی کاملاً تلف می شود و به کار مفید تبدیل نمی شود. کار توربین، کار کمپرسور، حرارت اضافی و راندمان حرارتی برابرند با:

$$(1-3)$$

$$(2-3)$$

$$(3-3)$$

$$(4-3)$$

$$(5-3)$$

فشار مطلوب برای خنک کن کاری به ازاء مقادیر فشار هوای ورودی به کمپرسور (P_1) و فشار هوای خروجی از کمپرسور یا ورودی به اتاق احتراق (P_2) برابر است با:

$$(6-3)$$

همچنین راندمان (میزان مؤثر بودن خنک کردن میانی) نیز از رابطه زیر تعریف می شود:

(۷-۳)

اگر راندمان خنک کن ۱۰۰٪ باشد دمای هوای ورودی به کمپرسور (C2) با دمای هوای ورودی کمپرسور اول مساوی می شود و هوای خارج شده از کمپرسور اول بدون تغییر دما وارد کمپرسور دوم می شود.

راندمان واقعی سیکل برابر است با:

(۸-۳)

(۹-۳)

بوسیله خنک کاری میانی کار خروجی در حدود ۳۰٪ افزایش خواهد داشت اما همانگونه که گفته شده راندمان کلی سیکل کاهش می یابد. هزینه های اولیه نصب کمپرسور و خنک کن میانی میانی بالا می باشد. استفاده از چندین خنک کن میانی و چندین کمپرسور به جهت هزینه های سرمایه گذاری سنگین و هزینه های بالای مصرف انرژی و نگهداری آنها توصیه نمی شود [۶].

خنک کردن هوای متراکم شده در طبقات کمپرسور به چهار روش ممکن است:

- ۱- سرمایش سیال با استفاده از مبدل حرارتی سطحی بدون به کارگیری بازیاب حرارتی در این روش تنها گرمای هوای متراکم شده گرفته می شود.
- ۲- سرمایش سیال با استفاده از مبدل حرارتی سطحی و با به کارگیری بازیاب حرارت: در این روش نه تنها هوا خنک می شود بلکه از گرمای دریافتی از آن نیز استفاده می شود.
- ۳- تزریق آب بدون کمپرسور، در این روش آب در طبقات مختلف به داخل کمپرسور پاشیده می شود. هرچه مقدار مراحل پاشش آب به درون طبقات کمپرسور بیشتر باشد عمل تراکم به تراکم ایزوترمال نزدیک تر می گردد. اما در عمل داشتن تعداد زیاد مراحل تزریق آب نیز غیر سودمند است. مسئله اصلی این روش، اندازه قطرات پاشیده شده به داخل کمپرسور است، قطرات ریزتر نرخ تبخیر بالایی دارند و در زمان کوتاهی تبخیر می شوند و برخورد قطعات درشت با پره های کمپرسور می توانند باعث فرسایش آنها گردد.

۴- تزریق متیل یا اتیل الکل به داخل کمپرسور به دلیل ارزش کالریک پایین اتیل یا متیل الکلها و آنتالپی بسیار بالای تبخیر آنها، تأخیر قابل توجهی در سرایش تبخیری داشته و موجب کاهش کار کمپرسور می گردد. از سوی دیگر با افزایش حجم گاز، کار مصرفی کمپرسور بیشتر می شود. اما تحقیقات نشانگر آن است که برای متانول و اتانول تأثیر سرمایه‌ش غلبه دارد و در مجموع کار مصرفی کمپرسور کمتر می گردد.

۳-۳- خنک کاری تبخیری EVAPORATIVE COOLING

در این روش عمل سرمایه‌ش هوای ورودی به کمپرسور با تبخیر آب در جریان هوای ورودی صورت می گیرد، شیوه فوق دارای دو روش عمواسپری مستقیم آب فشار بالا بصورت: High pressure fogging و خنک کاری تبخیری مدیا (Media Evaporative cooling) پاش آب به دلیل سادگی سیستم و تجهیزات به کار رفته در آن به سرعت در حال گسترش می باشد. به طوریکه امروزه محققان به دنبال راه‌حلهایی برای استفاده از این سیستم در مناطق با رطوبت بالا که امکان تبخیر آب بسیار پایین می باشد هستند. با توجه به مطالب عنوان شده و اهمیت ویژه این روش هر کدام از سیستم‌های اشاره شده توضیح داده می شوند.

۳-۳-۱- پاش مستقیم آب به هوای ورودی

در این روش با اسپری آب به ورودی کمپرسور توسط نازل‌های مخصوصی درجه حرارت هوای ورودی را به طور محسوسی پایین آورده می شود. به طوری که باعث افزایش قدرت خروجی تا حد ۱۱٪ در سیکل ساده و تا ۷٪ در سیکل ترکیبی می شود. با خنک کردن هوا چگالی آن بیشتر شده و در نتیجه قدرت خروجی بالاتر می رود. در شکل (۳-۵) نمایی کلی از سیستم مه پاش ارائه شده است.

اثر پاش آب به دو طریق انتقال حرارت و جرم می باشد یعنی آب و هوا در تماس با یکدیگر به علت اختلاف درجه حرارت و فشار مجاز با یکدیگر تبادل حرارت و جرم می نمایند در این پروسه حرارت از هوا به آب در حال تبخیر (انتقال حرارت) و بخار آب به هوا (انتقال جرم) منتقل می گردد.

پاشش آب به ورودی کمپرسور توسط نازلها به نحوی می باشد که در آن از کویل‌های گرم (Heating coil) برای کنترل رطوبت استفاده می شود.
عدم توانایی این سیستم برای مناطق مرطوب به این دلیل است که اسپری کردن آب سرد یک فرآیند آنتالپی ثابت است.

شکل (۳-۵) نمایی کلی از سیستم خنک کاری به وسیله تولید مه

۳-۳-۱-۱- تشریح سیستم مه پاش

مه با فشار بالا از ۱۰ سال پیش مورد توجه قرار گرفته و به صورت عملی استفاده می شود. خنک سازی به وسیله میلیون ها ذره آب تولید شده با اندازه ۴ تا ۶ میکرون انجام می شود. بر اساس آزمایشات انجام شده این سیستم حتی در رطوبتهای بالا راندمان ۱۰۰٪ دارد. قطرات آب (Foy) در هوا حرکت براوانی (Brownian) دارند. در هوای ساکن سرعت افتادن قطرات با اندازه ۱۰ میکرون، حدود یک متر در پنج دقیقه و قطرات با اندازه های بالای ۱۰۰ میکرون، حدود یک متر در سه ثانیه می باشد. این امر نشاندهنده مدت زمان باقی ماندن در هوا می باشد که رابطه مستقیم با قطر آن دارد.

تجهیزات سیستم مه پاش عبارتند از:

۱- پمپهای فشار بالا که روی skid نصب می شوند.

۲- سیستم کنترل لاجیک (programmable logic control (ple) پاشسورهای مربوط

به درجه حرارت و رطوبت محیط

۳- نازل تولید کننده Fog که در داکتوردهی نصب می شوند.

برای تولید مه از آب مقطر (Demineralized) با فشار بین 1000 psi و 300 psi و

نازلهای خاص استفاده می شود. یک نمونه از نازلهای تولید مه به همراه مه تولیدی در شکل

(۳-۶) نشان داده شده است. جنس نازل stain less steel بوده و شامل یک اورفیس

کوچک با قطر ۵ تا ۷ هزارم اینچ می باشد. جت خروجی از این اورفیس توسط یک بین ضربه

ای (Impaetron pin) تبدیل به میلیونها قطره بسیار ریز (مه) می شود. میزان تبخیر قطره ها

بستگی به سطحی از آب که در معرض هوا قرار می گیرد دارد. سطح تبادل حرارتی مه تولید شده در فشار بالا بالاترین میزان تبخیر را ایجاد می کند.

شکل (۳-۶) تصویری از یک نازل تولید مه و مه تولیدی از آن

شکل (۳-۷) نمونه نازل‌های مورد استفاده در سیستم Fog

لوله های توزیع کننده آب ورودی (Manifold) باید کمترین افت فشار ممکن را در مسیر ایجاد کنند. افت فشار مجاز کمتر از ۰/۰۲ اینچ ستون آب می باشد. این لوله ها از جنس stainless steel بوده و به گونه ای طراحی و ساخته می شود که از ارتعاشات القایی توسط جریان آب جلوگیری کنند سیستم توزیع به گونه ای است که امکان خنک کاری در چند مرحله را ایجاد می کند. هر مرحله توسط یک پمپ بالا بصورت مستقل تغذیه می شود. شکل (۳-۸) یک سری لوله های توزیع با قطر ۱/۲ اینچ و تعدادی نازل را نشان می دهد.

شکل (۳-۸) لوله های توزیع آب ورودی با نازل‌های Fog

- اندازه قطرات مه Fog

با توجه به اهمیت اندازه قطرات تولیدی در افزایش راندمان تبخیر و جلوگیری از ساییدگی در کمپرسور نازل‌های مورد استفاده به دقت طراحی و تست می گردند، نتایج مربوط به تست یک نازل تولید مه (Fog) با مشخصات زیر در شکل (۳-۹) نشان داده شده است [۳]

- فشار کاری 1000 psi

- دبی آب 320/0 GPM

- قطر اورفیس 06/0 in

شکل (۳-۹) توزیع آماری اندازه قطرات تولیدی

شکل (۳-۱۰) نمودار اندازه قطرات تولیدی بر حسب فشار کاری

با توجه به نمودار ۰/۸۵/۰ اندازه قطرات کمتر از ۱۰ میکرون بوده و تقریباً هیچ قطره ای با اندازه بیش از ۲۰ میکرون وجود ندارد. با افزایش فشار اتمایزینگ اندازه قطرات کاهش می یابد نمودار تغییرات اندازه مه بر حسب فشارهای مختلف در شکل (۳-۱۰) نشان داده شده است. اندازه قطرات نسبت معکوس با فشار نازل دارد. به طوری که با دو برابر کردن فشار اندازه قطره ها حدود ۳۰٪ کاهش می یابد.

- فرسایش و رسوب روی پره های کمپرسور:

یکی از مسائل اساسی در استفاده از سیستم های تبخیری مسأله فرسایش پره های کمپرسور می باشد. این مشکل در سیستم مه پاش با توجه به مقطر بودن آب و کوچک بودن اندازه قطرات حل شده است. با استفاده از مه فشار بالا هیچ گونه رسوب یا فرسایشی روی پره ها حتی با ذرات بزرگتر هم مشاهده نشده است. لازم به ذکر است یکی از نکات کلیدی در طراحی سیستم این است که دقت شود ذراتی که به کمپرسور می رسند حتماً تبخیر شده باشند. زیرا همانطور که در شکل (۴-۵) مشخص است ذرات بالاتر از ۱۰ میکرون می توانند باعث فرسایش پره های کمپرسور شوند.

هنگام استفاده از آب با کیفیت بالا علاوه بر عدم رسوب روی پره ها، شستشوی پره ها نیز انجام شود. این مسئله باعث کاهش افت قدرت ناشی از کثیفی پره های کمپرسور می شود. ذرات (Fog) آلودگی های هوای ورودی را به میزان قابل توجهی کاهش می دهند. این در صورتی است که نازلها قبل از فیلتر هوا نصب شده و همچنین از یک جذب کننده قطرات برای خارج کردن آنها از سیستم و جلوگیری از رسیدنشان به فیلتر barriera استفاده شود. اگر نازلها بعد از فیلتر هوای ورودی نصب شوند، محل قرارگیری آنها برای جلوگیری از خیس شدن کف راکت بسیار مهم است. نازل باید قبل از صداخفه کن با جت مناسب نصب شوند. تا زمان کافی برای تبخیر تمام ذرات وجود داشته باشد. در قسمت بعد راجع به موقعیت قرارگیری نازلها صحبت می شود [۳].

- نازل ها و محل قرارگیری آنها

مسأله اساسی در سیستم مه پاش، طراحی نازل‌های آن می باشد. این نازلها از جنس SS716 با چین های ضربه ای مخصوص هستند (شکل ۳-۱۱). برای جلوگیری از ورود ذرات خارجی به نازل (که ممکن است باعث صدمه زدن به توربین گازی شود) باید از فیلتر مخصوص در نازلها استفاده شود.

قطر نازلها در حدود ۵ تا ۷ هزارم اینچ می باشد. نازلها به صورت چندمرحله ای نصب شده که قدرت مانور در مورد میزان تبخیر با توجه به شرایط آب و هوایی را پدید می آورد.

شکل (۳-۱۱) اجزاء یک نازل تولید مه

دو محل اصلی برای نصب نازلها در دل مه پاش وجود دارد:

۱- قبل از فیلتر

۲- بعد از فیلتر

این دو محل در شکل (۳-۱۲) نشان داده شده است.

شکل (۳-۱۲) موقعیت نصب نازل های تولید مه

ویژگی های نصب نازلها قبل از فیلتر:

- زمان نصب بسیار کوتاه

- نیاز به نصب جاذب بعد از فیلترها برای جذب قطرات تبخیر نشده

- جذب و برگشت حدود نیمی از قطرات آب

- نیاز به تعداد نازل بیشتر و آب بیشتر

- نصب و بهره برداری گرانتر

ویژگی های نصب نازلها بعد از فیلتر:

- زمان نصب حدود یک الی دو روز

- نیاز به تعمیرات بسیار کم در ساختار توربین

- وجود زمان کافی برای تبخیر شدن قطرات

با توجه به موارد بیان شده معمولاً نازل ها را بعد از فیلتر هوا و قبل از صداخفه کن نصب می کنند.

- پمپ ها و سیستم کنترل

پمپهای مورد استفاده فشار 2000 psi تا 3000 psi را تأمین کرده و از نوع جابجایی مثبت positive displacement (انژکتوری) می باشند. قسمت هایی که در تماس با آب هستند، باید از جنس سرامیک یا stainless steel باشند هر پمپ فقط به تعداد مشخصی نازل وصل می شود. Skid پمپها باید تا حد امکان به آخرین لوله های توزیع نزدیک باشد.

سیستم کنترل از نوع plc می باشند. این سیستم با اندازه گیری رطوبت و دمای خشک هوا توسط برنامه ای مخصوص دمای مرطوب هوا را محاسبه کرده و سپس میزان تبخیر مورد نیاز جهت رسیدن به دمای مناسب را تعیین می کنند. این سیستم با فعال و غیرفعال کردن هر مرحله از پاشش مه، میزان تبخیر لازم را با شرایط محیط تنظیم می کند. این سیستم پارامترهای پمپ نظیر دبی آب، فشار و... را اندازه گیری کرده و در صورت خارج شدن هر یک از این پارامترها از محدوده مورد نظر آلام خواهد داد.

- خواص آب مصرفی

- آب مصرفی نباید ذراتی بزرگتر از ۲۰ میکرون داشته باشد. مجموع ناخالصی آب باید حداکثر 5 ppm مواد نامحلول آن حداکثر 3 ppm، سیدوم و باسیم 1/0 ppm آسیدسیلیس 1/0 ppm کلریدها 5/0 ppm و سولفاتها 5/0 ppm آب مقطر برای استفاده در این سیستم نیاز به یک تصفیه اضافی دارد. چرا که مقطر کردن آب فقط یونهای آن را جذب می کند و مواد کلوئیدی در آن باقی می ماند. آب رودخانه ها، دریاچه ها و باقی آب چاه دارای ذرات سیلیس بصورت کلوئیدی هستند [۳].

سیلیس یک عنصر بسیار سخت بوده و باعث صدمه زدن به نازل ها و یا حتی پره های توربین می شود. برای این منظور باید فیلترهای آبی sub micron را جهت جذب سیلیس از آب به کار برد.

- تعمیر و نگهداری

تعمیرات اساسی سیستم مه (Fog) در حدود ۱۵ الی ۲۰ ساعت در طور یکسال می باشد. در این مدت موارد زیر بررسی می شوند.

- بازرسی ردیف های نازل و تمیزکاری و یا تعویض آسیب دیده تولید مه

- تعویض روغن پمپ های فشار بالا

- تعویض فیلترهای آب ورودی نازلها

- بررسی خواص آب تصفیه شده و انجام تستهای متناوب کیفیت آب

- کالیبراسیون تجهیزات

- شرایط آب و هوایی:

کارآیی این سیستم رابطه معکوس با رطوبت هوا دارد. رطوبت نسبی هوا در اوایل صبح و هنگام غروب بالاترین مقدار و در اواسط روز کمترین مقدار را دارد. بنابراین سیستم می تواند در طول روز کارآیی بسیار خوبی در خنک سازی هوا داشته باشد.

با توجه به مطالب ارائه شده می توان بطور خلاصه معایب و مزایای سیستم مه پایین را به صورت زیر بیان نمود.

مزایای سیستم:

- عدم نیاز به فضای زیاد جهت نصب نازلها و سایر تجهیزات

- عدم نیاز به تغییر ساختار اطلاق فیلتر

- قابلیت خنک کردن سریع هوای ورودی به علت ریز بودن ذرات آب

- ایجاد افت فشار کمتر در هوای ورودی نسبت به سایر سیستم های خنک کن

- هزینه سرمایه گذاری و نصب بسیار کمتر نسبت به سایر سیستم ها

- زمان نصب بسیار پایین (در حدود ۱ الی ۲ روز)

- مصرف آب کمتر نسبت به سایر سیستم های تبخیری

- امکان ایجاد رطوبت ۱۰۰٪ در هوای ورودی

- افزایش راندمان کمپرسور

- کاهش میزان Nox تولیدی

- قیمت پایین تمام شده برای تولید هر کیلووات حداکثر ۳۰ دلار
معایب این سیستم عبارتند از:

- نیاز به آب مقطر

- تغییر منحنی عملکرد کمپرسور و نزدیک تر کردن آن به surge

- عدم کارایی لازم در مناطق با رطوبت بسیار بالا

- مصرف آب بیشتر نسبت به سایر روشهای خنک کاری غیر تبخیری

۳-۲-۳- خنک کاری تبخیری مدیا

همانطور که پیشتر گفته شد، یکی از روشهای مؤثر در افزایش قدرت خروجی توربین گازی خنک کاری هوای ورودی می باشد. عمل خنک کاری هوا در سیستم تبخیری بر اساس تبخیر آب و جذب گرمای هوا می باشد. برای تبدیل یک یوند آب از حالت مایع به بخار حدود BTU1410 انرژی حرارتی مورد نیاز است این حرارت از هوای محیط به آب منتقل خواهد شد.

از مشکلات اساسی روش تبخیری، ارتباط مستقیم هوا با آب می باشد. در مورد سیستم Fog آب به صورت پودر درآمده و اختلالات و تبخیر آن تقریباً ۱۰۰٪ می باشد اما در روش (Media) نحوه ارتباط آب با هوا متفاوت می باشد.

شکل (۳-۱۳) اجزاء سیستم مدیا

شکل (۳-۱۳) یک نمونه کولو تبخیری مدیا را نشان می دهد. این سیستم شامل صفحات مدیا، لوله های توزیع آب (manifold) پمپ سیستم لوله کنی و شیرهای کنترل تانک ذخیره آب و سیستم جاودان (Blowdown) می باشد. آب توسط پمپ از تانک پایین کولو به هدر توزیع کننده آب در بالای کولر پمپاژ می باشد. سپس بین صفحات Media توزیع می گردد. شکل (۳-۱۴) نحوه عملکرد سیستم مدیا را نشان می دهد. آب پس از عبور و خیس کردن سطوح مدیا در پایین کولر جمع شده و به تانک ذخیره تخلیه می شود. هوای ورودی به کمپرسور نیز از میان صفحات مدیا عبور کرده و تا حد اشباع آب موجود را تبخیر می کند.

سرعت هوای عبوری از روی این صفحات نباید از حد معینی بالاتر باشد چرا که ممکن است در سرعت های بالا قطرات آب از روی سطوح جدا شده و باعث خرابی پره های کمپرسور گردند. البته بعد از سیستم کولر تبخیری هوای سرد از یک جاذب رطوبت عبور می کند تا قطرات احتمالی آب جذب شوند.

شکل (۳-۱۴) نحوه عملکرد سیستم مدیا

نقطه کار کولر تبخیری بر اساس دمای محیط روی کنترل کننده کولر قابل تنظیم می باشد. کولر در دمای بالاتر از این نقطه فعال خواهد بود. نقطه کار نباید در دمای پایین تنظیم گردد. چرا که اگر سیستم دما را بیش از حد کاهش دهد. امکان تشکیل یخ وجود خواهد داشت اگر دمای محیط به زیر صفر برسد کل سیستم تبخیری برای جلوگیری از اثرات یخ زدگی از آب تخلیه می گردد. یخ زدگی باعث ایجاد ترک در سطح مدیا می شود. صفحات مدیا از جنس فیبر سلولزی بوده و به صورت موج دار ساخته می شود. یک مجموعه از صفحات در کنار یکدیگر، تشکیل یک کولر تبخیری مدیا که به صورت لانه زنبوری است می دهند. شکل (۳-۱۵) صفحات مدیا را نشان می دهد. این سطوح خاصیتی مشابه خاصیت فیتیله در مکش سیالات دارند و آب در سطح مدیا پخش می شود.

شکل (۳-۱۵) صفحات مدیا به همراه قطرات آب

راندمان یک کولر تبخیری مدیا به صورت زیر تعریف می شود:

(۳-۱۰)

در رابطه فوق اندیس ۱ برای دماهای ورودی، اندیس ۲ برای خروجی DB مخفف
DuyBulb و WB مخفف Wetbulb می باشد.

راندمان سیستم مدیا ۸۰ تا ۹۰ درصد است بنابراین میزان کاهش درجه حرارت محیط توسط کولری با راندمان ۹۰٪ از رابطه زیر به دست می آید:

(۵-۱۱)

شکل (۳-۱۶) میزان افزایش قدرت خروجی را بر حسب دمای هوا و درصد رطوبت برای سیستم Media نشان می دهد. با توجه به نمودار، افزایش قدرت برای رطوبت های نسبی پایین بسیار بالاتر است [۳].

شکل (۳-۱۶) میزان افزایش قدرت خروجی با استفاده از سیستم مدیا در سیستم های تبخیری، اصلی ترین عامل محدودکننده در کاهش دما میزان رطوبت موجود در سیستم می باشد. به طوری که این سیستم ها در هوای با رطوبت بسیار بالا تقریباً کارآیی خود را از دست می دهد به طور معمول سیستم مدیا در هوای گرم با رطوبت پایین خروجی توربین را حدود ۱۵ تا ۲۰ درصد و در رطوبت بالا حدود ۱۰ درصد افزایش می دهند. بطور متوسط قدرت توربین حدود ۰/۴ درصد به ازای هر درجه فارنهایت کاهش در هوای ورودی افزایش می یابد و حدود ۰/۷ درصد به ازای هر درجه سلسیوس افزایش می یابد. شکل (۳-۱۳) چگونگی خنک شدن هوای ورودی از نقطه A تا نقطه B را روی دیاگرام سایکومتریک نشان می دهد.

شکل (۳-۱۷) چگونگی خنک شدن هوای ورودی در سیستم مدیا بر روی دیاگرام سایکومتریک

محل نصب کولرهای تبخیری مدیا نیز از اهمیت ویژه ای برخوردار است. این محل با توجه به طراحی شرکت سازنده در قبل و یا بعد از فیلتر خشک می باشد (شکل ۴-۱۴) یک نمونه کولر تبخیری را نشان می دهد.

شکل (۳-۱۸) یک نمونه کولر تبخیری

نصب کولر قبل از فیلتر به دلایل زیر توصیه می شود:

- این کولرها خود مانند فیلتر عمل کرده و حدود ۸۷٪ ذرات بافر بالاتر از ۱۰ میکرون را جذب خواهند نمود. در نتیجه عمر مفید فیلتر خشک افزایش پیدا کرده و هزینه های تعمیرات و نگهداری آن کاهش می یابد.

- نصب تجهیزات مکانیکی و سرمایه گذاری آن پایین تر است. اما از معایب این روش عدم کنترل سرعت هوای ورودی به سیستم مدیا می باشد.

شرکت Donaldsan که یکی از سازندگان کولرهای تبخیری است محل مناسب برای نصب این کولرها را بعد از فیلتر هوای خشک پیشنهاد می کند دلایل این شرکت بصورت زیر است [۳].

- نصب آسان طرح خاص و انحصاری این شرکت برای کولرها و عدم نیاز به عملیات جوشکاری برای نصب

- افت فشار بسیار کم در هوای ورودی حدود ۰/۴-۰/۳ یا ۰/۶-۰/۵ اینچ ستون آبی بر حسب نوع مدیا مورد استفاده

- استفاده از قطعات و تجهیزات از جنس مواد ضد زنگ (کربن استیل)

- خصوصیات آب مورد استفاده در سیستم:

بیشترین کاربرد سیستم مدیا در مناطق گرم و خشک می باشد در این نواحی پیدا کردن آب بدون املاح تقریباً غیرممکن است. اگر این آب مستقیماً جایگزین آب تبخیر شده گردد به تدریج غلظت املاح موجود در آب افزایش یافته و امکان رسوب این املاح بر روی سطوح مدیا می باشد. در نتیجه خرابی و از کار افتادگی سطوح و همچنین امکان نفوذ ذرات رسوب به هوا و آسیب رساندن به قطعات دوار توربین و کمپرسور وجود خواهد داشت.

بنابراین بطور پیوسته، در حدی از آب به عنوان بلودان (BlowDown) از تانک ذخیره آب گرفته شده و غلظت مواد موجود در آن کنترل می شود. دبی جرمی آب جبرانی برابر مجموع دبی آب بلودان و آب تبخیر شده در سطوح مدیا خواهد بود.

شکل (۳-۱۹) میزان آب تبخیر شده در دماهای مختلف را برای توربین گازی مدل

MS8001 نشان می دهد.

بطور معمول برای توربین های گازی صنعتی با دبی جرمی هوای حدود ۲۰۰ lb/s نسبت آب تبخیر شده حدود ۲۰۰ تا ۸۰۰ گالن بر ساعت (که تابعی از رطوبت هوای محیط است) می باشد [۳].

شکل (۳-۱۹) نرخ آب تبخیر شده در دماهای مختلف

برای بررسی کیفیت آب مومرد نیاز میزان سختی، میزان قلیایی بودن، میزان نامحلول و PH آن باید در محدوده مشخص باشد.

اگر در کیفیت آب دقت کافی نشود روی صفحات مدیا لایه ای از رسوبات تشکیل خواهد شد که این امر در درازمدت (حدود ۲ سال) اتفاق می افتد.

احتمال وجود فلزات سدیم و پتاسیم نیز در آب تغذیه وجود دارد. اما هیچ کدام از این فلزات در صترتی که از حد معینی بالاتر نرود توسط هوا منتقل نخواهد شد. بنابراین توجه کافی برای اندازه گیری درصد این فلزات در حین بهره برداری ضروری است.

در صورتی که مقدار سدیم و پتاسیم بالاتر از ۱۳۳ ppm باشد بهتر است احتمال وجود این عناصر در ورودی توربین به وسیله بالانس جرمی در تانک ذخیره بررسی شود. هرگونه اختلافی بین نسبت درصد این عناصر در آب ورودی به تانک (make-up-water) و آب گرفته شده برای بلوداون احتمال حمل و انتقال آنها توسط هوا را افزایش می دهد.

بررسی دقیق سطوح مدیا، عدم وجود مانع یا اشکال در مسیر هوا یا آب و توزیع یکنواخت آب روی سطوح مدیا و تخلیه آب اضافی به تانک برای جلوگیری از ورود ذرات آب به هوا ضروری می باشد. احتمال ورود ذرات آب به هوا در سه حالت زیر ممکن است:

- خرابی و عدم نصب صحیح سطوح مدیا: این حالت باید این سطوح را تعویض و بطور صحیح نصب نمود.

- از محل لوله توزیع آب: با نصب صفحاتی بعد از المان های اسیدی آب می توان جلوگیری از نفوذ آب را از این لوله ها به هوا گرفت.

- بالا بودن سرعت هوای عبوری: برای این مسئله دو راه پیشنهاد شده است. راه حل اول اتصال صفحاتی برای یکنواخت تر کردن جریان و در نتیجه محدود کردن سرعت هوا در ناحیه مجاز می باشد. راه حل دوم استفاده از پره های از بین برنده قطره (شکننده) درست بعد از سطوح مدیا می باشد. هر دو روش قابل دسترسی و مناسب می باشد.

- معایب و مزایای سیستم مدیا:

در مورد مزایای سیستم می توان به موارد زیر اشاره نمود:

- افزایش قدرت خروجی توربین

- بهبود راندمان حرارتی

- بازگشت سریع سرما

- قیمت سرمایه گذاری پایین

- هزینه های تعمیر و نگهداری سالیانه کم

- افزایش عمر فیلتر خشک (در صورت قبل از آن)

- کاهش شدید مقدار NOx تولیدی

- سادگی سیستم و تجهیزات

- میرایی اغتشاشات جریان

این سیستم دارای معایبی نیز هست که به صورت زیر می باشند.

- سرعت هوا هنگام عبور سطوح مدیا باید پایین باشد.

- در مناطق با رطوبت بالا، محدودیت افزایش قدرت وجود دارد.

- در سیستم های تبخیری متد اول به دلیل پایین بودن راندمان و کاهش زیاد افت فشار هوا،

هرگز حداکثر خنک کاری انجام نمی شود.

۳-۴- خنک کاری هوای ورودی با ذخیره سازی سرما

تکنولوژی ذخیره سازی سرما معمولاً به منظور انتقال بار از ساعات پیک به غیر پیک مورد

استفاده قرار می گیرد در ساعات غیر پیک که هزینه الکتریسیته و تقضای آن پایین است با

بهره برداری از تجهیزات سرمایشی، انرژی سرمایشی ذخیره می شود. انرژی سرمایشی ذخیره

شده جهت تأمین بار سرمایشی مورد نیاز ساعات پیک که هزینه الکتریسیته و تقاضای آن بالاست مورد استفاده قرار می گیرد. بسته به نوع ماده واسطه و منابع انرژی اولیه روشهای مختلفی برای ذخیره سازی سرما وجود دارد.

تجهیزات مورد استفاده در این روش عبارت از سیستم تولید و ذخیره سرما، مبدل حرارتی جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور و سیستم کنترل می باشد. شکل (۳-۲۱) شمای کلی از سیستم سرمایشی هوای ورودی به وسیله ذخیره سازی یخ را نشان می دهد.

شکل (۳-۲۰) شماتیک سیستم ذخیره سازی یخ

آب سرد، یخ و مواد تغییر فازدهنده معمولترین واسطه های ذخیره سازی می باشند. اختلاف آنها در میزان ذخیره سازی انرژی به ازاء واحد حجم، دمای سرمایش ذخیره شده و تجهیزات فیزیکی برای ذخیره سازی سرما می باشد.

در ذخیره سازی آب سرد از ظرفیت حرارتی ویژه آب ($148/4 \text{ kg/kg.k}$) جهت ذخیره سازی سرما استفاده می شود. حجم ذخیره سازی به نسبت نهایی یخ به آب در تانک ذخیره بستگی دارد و با توجه به خصوصیات تکنولوژی های ذخیره سازی حجم تانک ذخیره یخ بین $03/0-02/0 \text{ m}^3/\text{kwh}$ می باشد. انرژی حرارتی در یخ در دمای انجماد آب (0°C) ذخیره می شود. برای ذخیره سازی این انرژی تجهیزات تبرید باید بتوانند سیال را تا دمای 9°C تا 6°C سرد نمایند [۴۰].

متداولترین منابع انرژی اولیه در سیستم های ذخیره سازی حرارتی، الکتریسیته، گاز طبیعی و بخار می باشد. همچنین از بازیافت حرارت در سیستم های تولید همزمان یا فرآیند گرمایش نیز استفاده می شود.

در صورتیکه انرژی الکتریکی به صورت مناسب در دسترس باشد از جملیهای تراکمی جهت تولید سرمایش مورد نیاز استفاده می شود. در صورت وجود حرارت یا بخار مناسب استفاده از چیلرهای جذبی برای سیستمهای ذخیره سازی توصیه می شود.

روشهای ذخیره سازی سرما جهت سرمایش را می توان با مشخصه هایی مانند واسطه های ذخیره سازی منابع انرژی اولیه و تکنولوژی های ذخیره سازی تقسیم بندی کرد. تکنولوژیهای تولید و ذخیره سازی سرما شامل سیستم های آب سرد (chilledwater) و یخ (Ice Harveshing) می باشد.

۳-۴-۱- سیستم ذخیره سازی آب سرد Chilled water storage

تکنولوژی ذخیره سازی آب سرد از ظرفیت حرارتی محسوس آب جهت ذخیره سازی سرما استفاده می نماید. آب توسط چیلر در ساعت غیرپیک سرد شده و در تانک ذخیره می شود. مقدار ذخیره انرژی سرمایشی بستگی به اختلاف دمای آب سرد ذخیره شده در تانک و آب گرم برگشتی دارد. این اختلاف با ماکزیمم شدن دمای آب گرم برگشتی، مینیمم شدن دمای آب سرد ذخیره شده ماکزیمم می شود.

ذخیره سازی آب سرد بر اساس جداسازی حرارتی بین آب سرد تولیدی و آب گرم برگشتی می باشد. جداسازی حرارتی به یکی از روشهای زیر انجام می شود:

- تشکیل لایه (Stratification)

- استفاده از چند تانک (Multiple tanke)

- استفاده از غشاء و دیافراگم (Membrane & Diaphragm)

- استفاده از مارپیچ بافل (Labyrinth & Baffle)

روش تشکیل لایه ساده ترین روش از نظر فنی و مناسبترین روش از نظر هزینه و دارای بالاترین راندمان می باشد. بنابراین فقط این روش تشریح می گردد.

- تشکیل لایه: دانسیته آب وابسته به دما می باشد. در دمای 4°C آب بالاترین دانسیته را داراست بنابراین این دما در پایین ترین قسمت تانک ذخیره می گردد. در قسمت های بالاتر آب با دمای حدود ۱۰ تا ۱۸ درجه سانتیگراد ذخیره می شود. آب گرم و سرد با ایجاد Thermocline بین ناحیه گرم در بالا و ناحیه سرد در پایین از یکدیگر جدا می شوند. Thermocline یک لایه از سیال است که به علت اختلاف بالای دانسیته و دما موجب جدانگهداشتن سیال سرد از سیال گرم می شود. در طی سیکل شارژ (سیکل ایجاد و ذخیره

سرمایش) آب گرم از بالای تانک خارج می شود و پس از سرد شدن از انتهای تانک ذخیره از طریق یکسری باشنده ها در پایین تانک توزیع می گردد. بدین صورت حجم آب سرد افزایش می یابد و جایگزین آب گرم موجود در تانک می شود و در مجموع کل حجم آب داخل تانک ثابت می ماند در شکل (۳-۲۱) دیاگرام ذخیره سازی، آب سرد با تشکیل لایه نشان داده شده است.

شکل (۳-۲۱) دیاگرام ذخیره سازی آب سرد با تشکیل لایه در طی سیکل تخلیه (سیکل استفاده از سرمای ذخیره شده برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور) که جریان آب تانک برعکس می شود، آب سرد از انتهای تانک خارج می گردد و آب گرم برگشتی از مبدل حرارتی از طریق یکسوی پاشنده ها در بالای تانک توزیع می شود. ورود و خروج آب به تانک توسط پاشنده ها صورت می گیرد با طراحی دقیق آنها ورود و خروج آب به تانک به آرامی صورت می گیرد و باعث عدم آشفتگی در تانک و حفظ ناحیه Thermocline می شود [۳].

در شکل (۳-۲۲) شماتیک تانک ذخیره سازی آب سرد با تشکیل لایه نشان داده شده است ظرفیت ذخیره سازی تانک ذخیره در روش تشکیل لایه با کاهش اختلاف دمای بین آب سرد ذخیره شده و آب گرم برگشتی کاهش می یابد اختلاف دمای زیادتر باعث افزایش اختلاف دانسیته بین آب گرم و سرد می شود که موجب تسهیل در تشکیل لایه می شود.

شکل (۳-۲۲) شماتیک تانک ذخیره سازی آب سرد با تشکیل لایه
۳-۴-۱-۱- تجهیزات تولید سرما در روش ذخیره سازی آب
سیستم های تبرید مورد نیاز برای تولید آب سرد معمولاً چیلرها می باشند، زمانی که اختلاف دمای بین آب سرد و گرم بیشتر از 18°C باشد از چیلرهای گریز از مرکز سربی استفاده می گردد.

چیلرهای جذبی نیز زمانی که دمای آب سرد مورد نیاز حدود 6°C باشد استفاده می شوند. از چیلرهای جذبی جهت بیش سرمایه‌ی نیز می توان استفاده نمود.

۳-۴-۱-۲- تانکهای ذخیره

در سیستم های ذخیره سازی با تشکیل لایه، شکل تانک استوانه ای ته صاف می باشد. تانکهای استوانه ای در مقایسه با تانکهای مستطیل شکل دارای نسبت سطح به حجم کمتر می باشند. در یک تانک با نسبت سطح به حجم کمتر میزان اتلاف حرارت و هزینه ساختمان به ازاء ظرفیت سرمایه‌ی کمتر است. تانکهای ذخیره سازی از استیل یا بتن ساخته می شوند. تانکهای استیل نمی توانند از اتلاف حرارت دیواره های جلوگیری نمایند. هدایت حرارت از ناحیه Thermocline توسط دیواره ها باعث کاهش راندمان ذخیره سازی می شود. تانکهای بتنی در مقایسه با تانکهای استیل مقاومت بیشتری در مقابل انتقال حرارت دارند و می توانند به طور کامل یا جزئی بر روی زمین نصب شوند.

۳-۴-۱-۳- مشخصات سیستم شارژ تخلیه

تانکهای ذخیره سازی آب سرد باید آب را در کمترین دمای ممکن حدود 4°C شارژ نمایند آب در این دما بالاترین دانسیته را دارد و کمتر شدن دمای آب باعث کاهش دانسیته آب و بالا رفتن آب سرد تولیدی و اختلاط ناخواسته در تانکهای ذخیره سازی می شود. بنابراین پایین آوردن دمای شارژ تا زیر نقطه 4°C برای یک تانک با اختلاف دمای مشخص باعث افزایش حجم ذخیره می گردد.

برای کمتر شدن تغییرات دانسیته و جلوگیری از ایجاد جریانهای شناوری در تانک باید آب سرد ورودی و آب گرم برگشتی در دمای ثابتی وارد شوند. دمای آب سرد ذخیره شده معمولاً $0/5$ تا 1 درجه سانتیگراد در تانک ذخیره به علت هدایت حرارتی و اختلاط های ناخواسته افزایش می یابد.

آب باید در دمای ثابت از تانک خارج شود اما در طول زمان تخلیه دمای آن افزایش می یابد. میزان افزایش دما در طول زمان تخلیه به کیفیت تشکیل لایه در داخل تانک بستگی دارد. این امر مستقیماً به طراحی پاشنده ها و انتقال حرارت در داخل تانک و دیواره ها بستگی دارد.

معمولاً ۹۰٪ از آب سرد موجود در تانک ذخیره می توان به منظور تامین بار سرمایش مورد استفاده قرار گیرد [۳].

۳-۴-۲- ذخیره سازی یخ Ice Harresting

سیستم Ice Harresting از چهار جزء اصلی تبخیر کننده کمپرسور کندانسور و تانک ذخیره یخ تشکیل شده است. در این روش آب در فشار پایین از تانک ذخیره به خارج پمپ و بر روی صفحات یا لوله های تبخیر کننده توزیع می شود و در آنجا به آب سرد یا یخ تبدیل می شود. یخ تولیدی بر روی صفحات یا لوله های تبخیر کننده جدا شده و در داخل تانک ذخیره که در زیر تبخیر کننده قرار دارد و محتوی آب و یخ می باشد ذخیره می گردد. در روش تولید یخ بخشی از آب به بالای صفحات یا لوله های تبخیر کننده جریان می یابد و در آنجا منجمد می شود. لایه های یخ تشکیل شده بصورت تناوبی بداخل تانک ذخیره می ریزند. زمان تولید یخ برای یک تخمین اولیه ۱۰ تا ۳۰ دقیقه می باشد شکل (۳-۲۳) سیکل تشکیل یخ را در سیستم Ice Harresting نشان می دهد.

شکل (۳-۲۳) سیکل تشکیل یخ

همچنین در این سیستم امکان تولید آب سرد نیز وجود دارد. در روش تولید آب سرد آب گرم برگشتی به بالای همان صفحات تبخیر کننده جریان می یابد و ضمن سرد شدن به داخل تانک ذخیره می ریزد انتخاب تولید یخ یا آب سرد به صورت اتوماتیک بوده و وابسته به دمای آب ورودی به تبخیر کننده است. تبخیر کننده ها از جنس استیل نوع ۳۰۴ می باشند شکل (۳-۲۴) یک واحد تبخیر کننده را نشان می دهد.

(۳-۲۴) یک واحد تبخیر کننده Ice Harresting

در طی سیکل تخلیه آب سرد از انتهای تانک ذخیره جهت تامین بار سرمایش مورد نیاز به سمت مبدل حرارتی جریان می یابد. دمای آب سرد خروجی در تمام مدت سیکل تخلیه

تقریباً ثابت باقی می ماند. آب گرم برگشتی از بالای تانک بصورت اسیدی به داخل تانک محتوی آب و یخ پاشیده می شود و باعث انتقال حرارت بین آب گرم برگشتی و یخ می شود. امکان تخلیه با سرعت بالا به علت سطح وسیع قطعات یخ وجود دارد.

۳-۴-۱- تجهیزات تولید سرما در روش ذخیره سازی یخ

واحد تبرید سیستم های Ice Harresting معمولاً توسط کارخانه سازنده بصورت چکیچ تحویل می شود. تمام اجزاء چکیچ شامل کمپرسور، کندانسور، تبخیرکننده در ظرفیت های اسمی تولید یخ حدود ۳۵ تا ۵۵۰ تن می باشند تبخیرکننده این سیستم ها به شکل صفحات تخت یا لوله های دوجداره می باشد.

سیال مبرد مورد استفاده از نوع R-ZZ می باشد زیرا محدوده وسیعی از دماهای تبخیرکننده را تولید می نماید. اما برای ظرفیتهای اسمی تولید ۴۰۰ تن یخ و بیشتر که چندین واحد تبخیرکننده استفاده می شود آمونیاک مناسبتر است. در این حالت می توان برای هر واحد تبخیرکننده از یک واحد تبرید جداگانه یا برای تمام تبخیرکننده ها از واحد تبرید مرکزی استفاده نمود.

تجهیزات تبرید Ice Harresting نسبتاً گران هستند حال آنکه هزینه تانکهای ذخیره در مقایسه با آنها ارزان می باشد، بنابراین برای حداقل کردن هزینه های سرمایه گذاری باید از این تکنولوژی در کاربردهایی که نیاز به احتیاج به ظرفیت ذخیره سازی زیاد و ظرفیت تبرید کم دارند استفاده نمود.

شکل (۳-۲۵) هزینه های سرمایه گذاری اولیه تجهیزات Ice Harresting

۳-۴-۳- مقایسه سیستم های ذخیره سازی سرما

در مورد روش های ذخیره سازی سرما در ساعت های غیرپیک به وسیله آب و یخ می توان به نکات زیر اشاره نمود:

- بار سرمایش موردنیاز در نتیجه اندازه تجهیزات هر یک از روشهای فوق به دبی هوای ورودی دمای حباب خشک، رطوبت نسبی هوای ورودی و ساعتهای بهره برداری از سیستم ذخیره سازی بستگی دارد.

- زمان بهره برداری از سیستم های ذخیره سازی نیز در انتخاب طرح سرمایشی حائز اهمیت می باشد. زیرا زمانهای بهره برداری طولانی باعث بزرگ شدن ظرفیت ذخیره ساز و در نتیجه افزایش هزینه سرمایه گذاری اولیه می شود. به عبارت دیگر سیستم های ذخیره سازی سرما جهت استفاده واقعی که زمان پیک کوتاه است بهترین انتخاب می باشد.

- روش ذخیره سازی آب قادر است دمای هوای ورودی را تا 45°F سرد نماید. هزینه سرمایه گذاری اولیه آن در مقایسه با سایر تکنولوژی های ذخیره سازی سرما پایین تر است. همچنین مصرف برق آن در ساعات پیک کم بوده و بهره برداری از آن ساده می باشد. اما این روش به تانک ذخیره بزرگ برای ذخیره آب نیازمند است. همچنین ساعت بهره برداری از آن در روز محدود می باشد.

- افزایش قدرت خروجی توسط سیستم ذخیره سازی یخ بیشتر از روش ذخیره سازی آب می باشد اما میزان برق مصرفی توسط آن از سیستم ذخیره آب سرد بیشتر است. ضمناً هزینه سرمایه گذاری اولیه آن نیز نسبت به روش ذخیره آب بالاتر است.

- روش های ذخیره سازی سرما، قدرت خروجی از توربین گاز را حدود ۲۰٪ افزایش می دهد [۱۰].

۳-۵- خنک کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در این روش از طریق یک مبدل حرارتی که در مسیر هوا نصب می گردد انجام می شود. این سیستم شامل چیلر (تولیدکننده آب سرد)، مبدل حرارتی فشرده، سیستم تهیه آب مورد نیاز و پمپ های انتقال آب می باشد.

نحوه سرمایش هوا بر روی نمودار سایکومتريک (۳-۲۵) نشان داده شده است. در مبدل حرارتی فشرده، هوا در خارج لوله ها و آب سرد در داخل لوله ها جریان دارد. هوای گرم ورودی تا رطوبت ۱۰۰٪ گرمای خود را از دست می دهد (تحويل a-b) پس از اشباع شدن،

خنک کاری هوا با تقطیر بخار آب موجود در آن صورت می گیرد. (تحویل b-c) در واقع مهمترین مزیت این سیستم نسبت به روش های تبخیری مسأله فوق می باشد، به طوری که سیستم های تبخیری فقط تا حد اشباع آب می توانند آن را خنک نمایند.

(۳-۲۵) تحولات سرمایشی هوای ورودی بر روی نمودار سایکومتريک آب سرد مورد نیاز برای خنک کاری مبدل توسط یک چیلر (دستگاه ایجاد برودت) تأمین می گردد.

چیلرها بر حسب نحوه عملکرد به دو دسته کلی مکانیکی و جذبی تقسیم می شوند.

۳-۵-۱- خنک کردن هوای ورودی با استفاده از چیلرهای مکانیکی

در این روش با استفاده از چیلر تراکمی هوای ورودی به کمپرسور خنک می شود. چیلر تراکمی از کمپرسور اوپراتور، کندانسور، شیر انبساطی تشکیل شده است و دارای مبرد آمونیاک می باشد.

چیلر تراکمی عملی ترین و از دیدگاه صنعتی و تباری بهترین نوع وسیله تبرید می باشد. در این سیستم، مبرد در حالت مایع، گرما را از تبخیر کننده (اوپراتور) از منبع جذب و به بخار تبدیل می شود. بخار حاصل وارد کمپرسور شده و در آنجا متراکم می شود و سپس در تقطیر کننده (کندانسور) حرارت خود را به خارج دفع کرده و تقطیر می شود. در نتیجه مبرد به طور پیوسته از بخار به مایع و از مایع به بخار تبدیل می شود. در این نوع سیستم از مبردهای مانند آمونیاک و فوئونها که دمای جوش پایین در فشار اتمسفر دارند، استفاده می شود.

با این روش می توان دمای هوا را تا 7°C کاهش داد. این روش عمدتاً در سیستم های ذخیره سازی یخ استفاده می شود. روش خنک کاری با استفاده از چیلر فقط در زمانهای گرم سال (که پیک مصرف وجود دارد) و قدرت خروجی توربین کاهش می یابد توصیه می شود.

بنابراین سیستم چیلر مکانیکی برای افزایش قدرت خروجی از توربین توصیه نمی گردد. چرا که مصرف برق در تجهیزات آن به ویژه کمپرسور بسیار بالا می باشد. در سیستم ذخیره سازی

سرما نیز چیلر در ساعت‌های غیر پیک وارد مدار می‌شود. معمولاً حدود ۳۰٪ افزایش ظرفیت توربین گاز سیستم تبرید تراکمی استفاده می‌کند [۶].

۳-۵-۲- خنک کردن هوای ورودی با استفاده از چیلر انژکتوری

امروزه صنعت تبرید با توجه به کاربردهای آن و اهمیت آن به لحاظ رعایت مسائل زیست محیطی پیش از پیش مورد توجه واقع شده است به گونه‌ای که تلاش همه‌جانبه در جهت بهینه‌سازی و ابداع روش‌های نوین در آن صورت می‌گیرد.

یکی از روش‌های ساده و در عین حال کارآمد استفاده از شیپورهای بخار (stem ejector) می‌باشد و عدم استفاده از قطعات متحرک حذف مبردهای مضر و گران‌قیمت شیمیایی ضمن صرفه‌جویی در مصرف انرژی الکتریکی و دفع اثرات زیست محیطی باعث کاهش شدید قیمت لوله دستگاہ و هزینه نگهداری آن شده است، اصول کار با چیلرهای انژکتوری با توجه به اینکه نقطه جوش آب در فشارهای پایین کم می‌شود ایجاد خلاء در یک مخزن و رساندن نقطه جوش آب به یک دمای پائین که آب در آن تبخیر گردد.

وقتی آب و بخار با فشار بالا در دسترس باشد واحد جهت بخار قیمت نسبتاً مناسبی دارد و جهت سرد نمودن آب بسیار مفید می‌باشد. پت‌های بخار (انژکتورها) با توجه به اینکه قطعات گردان مکانیکی ندارند از عمر بالایی برخوردار خواهند بود و نیز به لحاظ زیست محیطی چون بخار و آب دارای کمترین آلودگی می‌باشد لذا جهت حفظ محیط زیست بسیار مناسب می‌باشد.

تنها وسیله مکانیکی آن در حال دوران می‌باشد و بین قطعات اصطکاک ایجاد می‌نماید و عمر دستگاہ را کم می‌کند پمپ سانتریوفیوژ می‌باشد که جهت *** کوله آب استفاده می‌گردد.

۳-۵-۲-۱- اجزاء و نحوه عملکرد چیلرهای انژکتوری

کمپرسورهای جبران‌کننده نمی‌توانند جهت تراکم استفاده شوند و بخار در شرایط فشار پایین حجم زیادی دارد لذا جهت تراکم نیاز به یک کمپرسور که دارای سیلندرهای بزرگ باشد استفاده نماییم که این کمپرسورها بسیار گران خواهد بود لذا از بخار با فشار بالا و نازلها

استفاده می نمایند بدین طریق که بخار با فشار بالا وارد نازل شده و پس از عبور از نازل سرعت آن زیاد می شود و به سرعت 400 ft/scc می رسد [۵]. این سرعت زیاد باعث می شود تا بخارات ایجاد شده در تانک که سریعاً ایجاد می شود دائماً بیرون کشیده شود و سریعاً وارد بخار شوند.

مخلوط بخار و تبخیرات آن آب مخزن وارد دیفیوزر شده و در آنجا سرعت رفته رفته کاهش می یابد چون سطح مقطع در دیفیوزر افزایش می یابد فشار در داخل فلاش تانک به حدود $Psia 0,15$ میرسد و در داخل کندانسور به $Psia 0,95$ که دمای آن $45^\circ F$ در داخل فلاش تانک می بایست در داخل کندانسور دمای مخلوط بخار و تبخیرات آنی آب فلاش تانک به $100^\circ F$ برسد تا بخارات کندانس شده و $***$ را به شکل گرمایی بازگرداند که یک پمپ سانتریفیوژ دیگر جهت بازگرداندن آبهای کندانسور به بویلر لازم می باشد که جهت کار پمپ باید انرژی الکتریکی صرف نمایم.

جهت دفع حرارت نهان تبخیر در کندانسور، آب برج خنک کن با حداکثر دمای $80^\circ F$ وارد کندانسور می شود و آب برج خنک کن باید توسط یک پمپ سانتریفیوژ سیرکوله گردد. مقدرای هوا در آب به صورت محلول همیشه وجود دارد. لذا این هوا چنانچه در کندانسور باقی بماند باعث می شود فشار در داخل کندانسور بالا رفته و باعث افت راندمان انژکتور می گردد و لذا این هوا باید از داخل کندانسور خارج شود که توسط دو عدد انژکتور ثانویه این عمل انجام می شود.

این دو انژکتور به صورت سری با هم می باشند بدین صورت که انژکتور ثانویه اولی هوا را از داخل کندانسور اصلی مکش می نماید و در کندانسور اصلی ایجاد خلاء می نماید و بخارات و هوا وارد کندانسور این انژکتور می شود. و انژکتور ثانویه دومی از کندانسور انژکتور ثانویه اولی هوا را مکش نموده و در کندانسور انژکتور اولی ایجاد خلاء می نماید و وارد کندانسور این انژکتور هوا و مقداری بخار شده که بخارات تقطیر شده و به سیکل برمی گردند و هوا به اتمسفر و نت داده می شوند.

همانطور که در شکل (۳-۲۶) مشاهده می شود. در نقطه ۱ بخار فشار بالا از بویلر می آید در نقطه ۲ با عبور از ناول سرعتش افزایش یافته و با عبور از دیفیوزر به سمت کندانسور در نقطه ۳ می رود وقتی که بخار از نازل خارج می شود به همراه خود بخارات موجود در فلاش تانک را از نقطه ۴ مکش نموده و فشار روی سطح آب موجود در فلاش تانک را کاهش می دهد.

شکل (۳-۲۶)

بخارات گازهای غیرقابل کندانس و هوای موجود در کندانسور توسط انژکتور شماره ۵ مکش شده و کندانسور نیز تحت فشار پائین قرار می گیرد و یک انژکتور دیگر که در نقطه ۶ می باشد هوا و گازهای غیرقابل کندانس کندانسور انژکتور ثانویه را خارج می نماید و پس از کندانس شدن بخارات آب موجود در بخارات آب موجود در گازهای غیرقابل کندانس این گازها به اتمسفر تخلیه می شود.

دو عدد پمپ سانتریفیوژ یکی برگرداندن آب تمیز به بویلر و دیگری برای رساندن آب سرد به محل مصرف موجود می باشد. خروج این هوا از داخل کندانسور باعث می شود تا راندمان انژکتور بالا رفته چون فشار داخل کندانسور پائین آمده است.

انژکتورهای بخار با توجه به برودت مورد نیاز خلاء مشخصی را ایجاد می نمایند که این خلاء باعث می شود تا مقدار معینی آب تبخیر شده و جهت کسب حرارت نهان تبخیر و دمای آب باقی مانده در فلاش تانک به میزان لازم کاهش یابد.

برای تبدیل هر کیلوگرم آب از حالت مایع به بخار ۵۰۰ کیلو کالری انرژی حرارتی جذب می شود. لذا برای ایجاد یک تن تبرید برودت نیاز به تبخیر ۵ کیلوگرم آب داریم تا با تبخیر این میزان آب و کسب حرارت نهان تبخیر از آب موجود در فلاش تانک آب داخل فلاش تانک سرد شده و دمای آن به 55°F برسد.

با توجه به دیاگرام شکل (۳-۲۳) چنانچه فشار مخزن فلاش تانک پائین بیاید میزان حرارتی که باید آب ببیند تا از حالت مایع اشباع به بخار اشباع برسد و توسط انژکتور از داخل مخزن فلاش تانک خارج شود افزایش پیدا می کند. خط قرمز رنگ که در فشار ۱,۰ bar رسم شده

است محدوده حرارت نهان تبخیر را نشان می دهد که نسبت به فشار ۱ bar رسم شده است محدوده حرارت نهان تبخیر را نشان می دهد که نسبت به فشار ۱ bar خیلی بیشتر شده است پس نتیجه می شود که هرچه فشار داخل مخزن فلاش تانک چیلرهای انژکتوری را کاهش دهیم علاوه بر اینکه نقطه جوش آب را پائین آورده ایم حرارت نهان تبخیر را افزایش داده ایم و بدینوسیله می توانیم حرارت بیشتری از سیستم دفع نماییم و قدرت این چیلرها را افزایش دهیم.

از آب سرد ایجاد شده در داخل فلاش تانک این چیلرها می توانیم جهت سرمایش هوای ورودی به کمپرسور استفاده نماییم. این آب را توسط یک پمپ سانتریفیوژ به داخل یک ابرکولر که داخل راکت هوا می باشد ارسال می نماییم. تا اینجا هزینه سرمایش آب با توجه به اینکه بخار کافی نیروگاه در دسترس می باشد خیلی زیاد نبوده و از طرفی نیز هزینه اولیه این چیلرها چون قطعات مکانیکی زیادی ندارند ارزان می باشد.

۳-۲-۲- محاسبات مربوط به ابرکولر و افت فشارهای ایجاد شده مسیر هوا

با رسوماتی که توسط این سیستم می توانیم داشته باشیم:

آب خروجی از *** انژکتوری با دمای 55°F می باشد.

آب ورودی به چیلر 55°F می باشد که 10°F اختلاف دما در نظر می گیریم البته این

10°F اختلاف دما بر اساس کار چیلرها در تهویه مطبوع می باشد.

در این سیستم بار سرمایی ما نامحدود می باشد یعنی در تابستان که دمای محیط

$F^{\circ}\text{Tab}=96$ در نظر گرفتیم.

چنانچه بتوانیم هوا را تا 60°F سرد نماییم برای افزایش راندمان توربین گاز بسیار مفید می باشد. رسیدن به چنین دمایی با توجه به اینکه مجاز نمی باشیم در هوای ورودی به کمپرسور

افت فشار زیادی ایجاد نماییم بسیار مشکل می باشد. مبدل طراحی شده باید بر اساس افت

فشار ما باشد.

گرفتن حداقل دمایی 60°F برای هوا در روش مبدل با توجه به دمای ورود و خروج آب به داخل مبدل می باشد و زمانی که هوا برای تبادل حرارت دارد و محدود کننده های افت فشار در نظر گرفته شده است.

شکل (۳-۲۷)

در شکل (۳-۲۷) سیستم چیلر انژکتوری با سیکل بسته و یا با سیکل باز نمایش داده شده است.

در شکل (۳-۲۷) الف چیلر انژکتوری در یک سیستم بسته (ابرکولر) نشان داده شد.

**** سیستم جهت سرمایه‌گذاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده نمی کنیم ولی جهت سیستم احیاء آب از دودکش HRSG این سیستم به کار می رود.

در شکل (۳-۲۷) ب تصویر یک چیلر انژکتوری با سیستم باز می باشد که از این سیستم جهت سرمایه‌گذاری تبخیری هوای ورودی به کمپرسور استفاده می نمایم از این روش به صورت ترکیبی از تبخیر و انژکتوری به طور که توضیح داده شده است استفاده می نمایم. چنانچه بخواهیم به 60°F برسیم میزان بار سرمایی برابر است با:

برای اینکه چنین بار سرمایی را توسط کویل‌های ایرکولر سرد نمایم نیاز به تعداد زیادی کویل می باشد. که با توجه به افت فشاری که در مسیر هوای ورودی به کمپرسور ایجاد می نماید مقرون به صرفه نمی باشد. پس استفاده از سیستم بسته نمی تواند کارساز باشد بنابراین سیستم باز که به صورت ایرواش (مه سازی) استفاده می نمایم بررسی می شود که همانند روش ایرواش عمل می نماید با این تفاوت که آب تزریق شده به هوا نیز از دمای پایینی برخوردار می باشد، لذا راندمان بالا می رود. و با توجه به اینکه سیستم کنترل رطوبت در داخل کانال اهمیت زیادی دارد. باید مورد خاص این **** رعایت شود.

از آب سرد این روش می توانیم در سرمایه‌گذاری تبخیری استفاده نمایم که بدین ترتیب راندمان سیستم تبخیری بسیار بالا می رود و می توانیم در تابستان به اختلاف دمای بسیار مطلوبی دست

یابیم در این روش نیز باید توجه داشت که گردوغبار موجود در هوا که جذب آب می شود باید همواره از درون سیکل خارج شود. به نظر می رسد چنانچه از ترکیب دو سیستم سرمایش تبخیری توسط آب سرد خروجی از **** استفاده نمایم بسیار مناسب می باشد و می توانیم به نحوه مطلوبی راندمان توربین گاز را افزایش دهیم بدون آنکه افت فشاری بر روی هوای ورودی ایجاد نمایم.

۳-۲-۵-۳- محاسبه ظرفیت چیلر انژکتوری

چنانچه دمای آب خروجی از فلاش تانک چیلر را 45°F بگوییم که همان دمای واقعی می باشد و دمای به فلاش تانک را که نهایتاً به دمای مرطوب منطقه می تواند برسد؟ در نظر بگیرم لذا مقدار بار سرمایی از رابطه زیر محاسبه می گردد.

دبی جرمی آب

$Cp=1$ گرمای ویژه برای آب

بار سرمایی

ظرفیت سرمایی چیلر

جهت محاسبه ظرفیت چیلر بایستی ضریب اطمینان ۱۰٪ را منظور نمایم، لذا هر kg یک تن

تبرید ایجاد برودت نماید این مقدار سرما بایستی

مقدار آب تبخیر شده در چیلر

بایستی آب در این چیلر تبخیر شود تا بتوانیم تنها بوسیله آب این میزان حرارت را از هوا خارج نمایم.

چنانچه بخواهیم هوای ورودی به کمپرسور را تا دمای 71°F و رطوبت نسبی ۸۰٪ سرد

نمایم بار سرمایی سیستم برابر خواهد شد با:

این مقدار بار سرمایی مقدار آب توسط چیلر حذف شده است و مابقی که بایستی تنها توسط تبخیر آب بر روی پوشالها حذف شود.
این مقدار حرارت در رطوبت نسبی کمتر از ۷۰٪ ایجاد خواهد شد.

رسیدن به دمای $F^{\circ}Tdb=76/4$ از دمای $Tdb=96F$ توسط این سیستم ترکیبی ممکن و عملی است و این اختلاف دما حدود $20F^{\circ}$ با کمترین هزینه راندمان توربین گاز را به نحوه مطلوبی افزایش خواهد داد.

کنترل رطوبت نسبت در این روش به راحتی انجام پذیر می باشد و رسیدن به ناحیه اشباع با توجه به فاصله زیادی که از نقطه اشباع داریم در کمپرسور غیرممکن می باشد.
علاوه بر این، با توجه به اینکه فضای کافی جهت چیدن سکتورهای تبخیر کننده داریم حداقل افت فشار را در هوای ورودی به فیلترها و نهایتاً به کمپرسور خواهیم داشت.

۳-۵-۳- خنک کردن هوای ورودی با استفاده از چیلر جذبی

دیآگرام استفاده از چیلر جذبی برای خنک کاری هوای ورودی در شکل (۳-۲۸) نشان داده شده است در این روش با استفاده دود خروجی توربین در یک بویلر بازیاب، بخار تولید می شود و بخار تولیدی به مصرف چیلر جذبی می رسد. آب سرد شده در چیلر جذبی از درون مبدل حرارتی (Air cooler) عبور کرده و جریان هوای ورودی به کمپرسور را خنک می نماید.

شکل (۳-۲۸) دیآگرام کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر جذبی

شکل (۳-۲۹) یک نمونه مبدل حرارتی مورد استفاده را نشان می دهد. این مبدل قادر است هوا را تا $7C^{\circ}$ خنک کنند افت فشار در هوای ورودی ناشی از نصب این مبدل بیشتر از افت فشار سیستم های تبخیری می باشد. لوله های مبدل از جنس مس با $**$ های آلومینیومی می باشد. قطرات آب کندانه شده نیز در ظرف استیل پایین مبدل جمع آوری و به بیرون هدایت

می شوند. از صفحات جاذب رطوبت برای حذف قطرات احتمالی آب در هوا بعد از مبدل استفاده می شود [۳].

شکل (۳-۲۹) مبدل حرارتی مورد استفاده در چیلر جذبی

چیلرهای جذبی به دلیل داشتن ویژگی های خاص خود، د مقام مقایسه با انواع دیگر چیلرها دارای برتریهای از نقطه نظر اقتصادی و سهولت در نگهداری هستند. چیلر جذبی بهترین و کم هزینه ترین دستگاه برای تولید آب سرد در نوع خود بوده که در ظرفیت های مختلف برای تهیه آب سرد و تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می گیرد.

۳-۵-۱- اجزاء و نحوه عملکرد چیلر جذبی

یک سیستم ساده جذبی از چند جزء اصلی و فرعی تشکیل شده است اجزاء اصلی شامل ژنراتور، کندانسور، سیستم خنک کننده، اوپراتور و جاذب (Absorber) می باشد. اجزاء *** نیز عبارتند از: پمپ سیرکولاسیون محلول جاذب، پمپ سیال مبرد، مبدلهای حرارتی و سیستم تخلیه.

شکل (۳-۳۰) اساس سیکل جذبی را نشان می دهد.

نحوه عملکرد یک چیلر جذبی در حالت کلی بصورت زیر می باشد.

مایع مبرد (آب) ابتدا بر روی سطح خارجی لوله ها اوپراتور پاشیده شده و از میان مجموعه لوله ها اوپراتور می گذرد. در این حالت مایع مبرد بر اثر جذب گرما از این لوله ها تبخیر می گردد. در نتیجه مایع داخل لوله های سرد می شود. سپس بخار سیال مبرد از اوپراتور به منطقه جاذب (Absorber) کشیده شده و توسط مایع جذب (محلول لیتیم بروماید) که روی لوله های جاذب پاشیده می شود جذب می گردد.

گرمای نهان تبخیر و گرمای واکنش به مایع جذب کننده و سپس به آب داخل لوله های جاذب انتقال می یابد محلول لیتیم بروماید به دلیل جذب سیال مبرد (آب) رقیق می شود و برای تغلیظ مجدد و بازیابی مایع مبرد (آب) توسط پمپ به درون ژنراتور منتقل می گردد. در ژنراتور به محلول رقیق (با بخار یا آب داغ) حرارت داده می شود. و در نتیجه مایع مبرد (آب)

به شکل بخار از مایع جاذب (محلول لیتیم بروماید) جدا می گردد. و مجدداً بخار می شود. بخار سیال مبرد از میان کندانسور عبور کرده و در آنجا ضمن برخورد با لوله های آب سرد کننده تقطیر می شود. مایع مبرد (آب) مجدداً به درون اوپراتور منتقل شده و چرخه مذکور از نو آغاز می گردد. در همین حال محلول جاذب تغلیظ شود و مجدداً از ژنراتور به بخش جاذب منتقل می شود و چرخه جدید آغاز می شود. کارآیی سیکل از طریق عبور محلول رقیق نسبتاً سرد و محلول غلیظ نسبتاً گرم از میان یک مبدل حرارتی افزایش می یابد.

شکل (۳-۳۰) اساس یک واحد تبرید جذبی

این نوع چیلر کاملاً بسته و یکپارچه بوده و هیچ قطعه متحرکی در داخل خود ندارد. مایع مبرد چیلر آب و جاذب آن محلول لیتیم بروماید و یا آمونیاک می باشد. انرژی موردنیاز دستگاه می تواند آب گرم، آب داغ، بخار و یا شعله مستقیم تأمین شود. مزایای این چیلرها نسبت به چیلرهای تراکمی مصرف برق کمتر، صدای کمتر، نگهداری و تعمیرات بسیار آسان به علت استفاده از قطعات مکانیکی سنگین و عدم استفاده از گاز فرئون به عنوان مبرد می باشد.

چیلرهای جذبی بر حسب نوع ماده مبرد، جاذب، منبع انرژی به چند دسته تقسیم می شوند.

۳-۵-۲- سیستم جذبی آب- آمونیاک

در این سیستم آمونیاک یک سیال مبرد و آب سیال جاذب می باشد. این سیستم برای دستیابی به درجه حرارت پایین (حدود 45°C -) متداول می باشد. چون در روش خنک کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر به درجه حرارت های خیلی پایین احتیاجی نیست لذا این سیستم کاربرد چندانی در خنک کاری هوای ورودی ندارد.

۴-۳-۳- سیستم جذبی لیتیم بروماید- آب

در این سیستم آب سیال مبرد و محلول لیتیم بروماید سیال جاذب می باشد. چیلرهای جذبی لیتیم بروماید قادر به تولید دماهای حدود $4/4^{\circ}\text{C}$ می باشند. انرژی مورد نیاز این سیستم از بخار تأمین می گردد.

همانطور که در شکل (۳-۳۱) نشان داده شده توسط یک بویلر بازیاب و با استفاده از دود خروجی توربین گاز می توان بخار مورد نیاز را تأمین نموده بخار انرژی گرمایی خود را در ژنراتور به محلول رقیق لیتیم بروماید می دهد.

شکل (۳-۳۸) شماتیک سیستم تبرید جذبی

۳-۴-۵-۳- چیلر- هیتزهای شعله مستقیم

یکی دیگر از انواع چیلرها- چیلر- هیتز شعله مستقیم می باشد. سیکل کاری این چیلر نیز مانند چیلر جذبی دو مرحله ای می باشد. این چیلر می تواند به طور مستقیم در خروجی توربین گاز نصب گردند. در این حالت نیازی به تولید بخار در بویلر بازیاب نخواهد بود [۳]. شکل (۴-۳۲) سیستم سرمایش هوای ورودی به کمپرسور را با استفاده از چیلر جذبی شعله مستقیم نشان می دهد. احتمال وجود خوردگی در لوله های ژنراتور این چیلر به علت استفاده از دود وجود دارد و کاربرد آن هنوز رایج نمی باشد.

شکل (۳-۳۲) استفاده از چیلر شعله مستقیم برای سرمایش هوای ورودی

فصل چهارم

تزریق آب داغ به کمپرسور

یکی از نقاط ضعف توربین های گازی فرآیند آدیاباتیک صورت گرفته در کمپرسور می باشد که باعث افزایش دما و فشار می شود. اگر فرآیند تراکم به صورت شبه دما ثابت باشد مقداری انرژی هدر رفته کاهش می یابد. یک راه ساده برای پایین نگهداشتن دما، تبخیر آب در طی این فرآیند می باشد. در واقع این انرژی بصورت انرژی درونی در آب ذخیره شده و در توربین گاز قابل بهره برداری خواهد بود.

قطرات آب باید از کیفیت بسیار بالایی برخوردار بوده و بسیار ریز باشند بطوریکه در کمتر از ۱۰ میلی ثانیه تبخیر شوند. شرکت KEMA جهت اسیدی آب در کمپرسور و خنک کردن هوا روشی ابداع کرده و به ثبت رسانیده که توانایی تولید قطرات با قطر ۲ و کمتر را دارد این

تکنولوژی swirl-flash نام دارد [۳]. نکته اساسی در این روش استفاده از نازل‌های چرخشی می باشد که مستقیماً در ورودی یا در طبقات مختلف کمپرسور نصب شده و آب داغ را به درون آن اسپری می کنند آب گرم بعد از خروج از نازلها طی فرآیند flashing تبخیر شده و موجب بالا رفتن رطوبت می شود بدین ترتیب دمای هوای خروجی از کمپرسور به میزان قابل ملاحظه ای پایین می آید در صورت اعمال این روش بر روی کمپرسور قبل از انتخاب و نصب سیکل گازی حجم توربین گاز مورد نیاز کاهش یافت. همچنین این روش باعث افزایش قدرت و راندمان و کم شدن هزینه سرمایه گذاری می شود.

۴-۱- اصول تکنولوژی TOPHAT

(the Top Humidified Air Turbine principle)

ایده تکنولوژی TOPHAT از کاهش کار در فرآیند تراکم هوا در کمپرسور سرچشمه می گیرد این هدف با خنک کردن هوا طی فرآیند تراکم تحقق می پذیرد. تراکم هوا در دمای پایین به دلیل کاهش حجم، انرژی کمتری نیاز دارد.

همانطور که قبلاً گفته شد کاهش درجه حرارت از طریق خنک کاری میانی کمپرسور نیز انجام می شود که با توجه به قیمت بالای مبدل های حرارتی ممکن است به صرفه نباشد. با اسپری آب به داخل کمپرسور و فراهم نمودن شرایط جهت تبخیر قطرات نتیجه و اثر مشابه می تواند حاصل شود.

باید توجه داشت که کمتر اتفاق می افتد آب وارد کمپرسور شود. مگر در شرایط شستشو و تمیزکاری و یا در هواپیماها هنگامی که در ابرها و یا هوای طوفانی پرواز می کنند. شکل (۴-۱) مقایسه بین روش خنک کاری تبخیری و اسپری آبی داغ به کمپرسور را در چند نیروگاه گازی نشان می دهد [۳].

برای جلوگیری از مسائلی که ممکن است در اثر حضور آب در کمپرسور پیش آید باید قطرات بسیار ریز باشند (حدود ۱ تا ۵)

آزمایشات نشان داده که بهترین روش برای رسیدن به این منظور از تکنولوژی swirl-Flash می باشد. ابتدا فشار آب بالا رفته و گرم می شود و پس از خروج از دهانه swirl Nozzle

فرآیند Explosive Flashing اتفاق می افتد در نتیجه قطرات آب با شرایط موردنظر تولید می شوند.

شکل (۴-۱) مقایسه بین قدرت افزایش یافته در روش اسپری آب و خنک کاری تبخیری کاهش حجم هوا در اثر کاهش دما بیشتر از حجم بخار آب تولیدی می باشد. هنگامی که دمای خروجی کمپرسور از 500°C به 400°C کاهش می یابد، حجم هوا به اندازه ۳۷٪ کاهش می یابد و تنها به مقدار ۱۰٪ تا ۱۵٪ در اثر تبخیر آب به حجم کل افزوده می شود. یعنی در مجموع ۲۵٪ کاهش حجم وجود نخواهد داشت پس از اسپری آب به درون کمپرسور، مقداری از انرژی در بخار ذخیره می شود که می تواند در حین انبساط در توربین گاز قابل بازیافت می باشد. این قابلیت باعث افزایش قدرت خروجی توربین گاز و همچنین راندمان می شود. هوای خنک متراکم شده خروجی از کمپرسور می تواند به وسیله دود خروجی از توربین گاز گرم شود. همچنین می توان آب را نیز به وسیله دود خروجی گرم کرد که باعث حذف بویلر بازیافت و سیستم تولید بخار می شود. اگر پس از آنکه دود خروجی حرارت خود را به وسیله آب سرد و هوای ورودی به محفظه احتراق از دست داد، در یک کندانسور، بخار آب موجودش را از دست بدهد، سیکل تولید شده سیکل TOPHAT (The Top Humidified Turbine) نام دارد کندانسه کردن آب می تواند در یک مبدل حرارتی جهت بازیافت انرژی بیشتر نیز انجام شود. سیکل تکمیل شده هم دارای قیمت تمام شده کمتر و هم دارای راندمان بالاتری می باشد.

شکل (۴-۲) شمای ساده سیکل تولید همزمان TOPHAT برای گاز طبیعی

۴-۲- تکنولوژی اسپری چرخشی (SWLRL-SPRAY)

برای آنکه از اثرات زیان آور قطرات بر روی سطح فلزی کمپرسور جلوگیری شود باید قطر آنها بین ۱ تا ۲ باشد. به دنبال تحقیقات بیست و پنج ساله دانشگاه صنعتی داف (Technological university of Delft) جوابی برای این مساله پیدا شده است که

استفاده از نازل‌های چرخشی ناگهانی (swirl spray Nozzle) می‌باشد. با استفاده از این روش که ترکیبی از اسپری و فلاشینگ آب می‌باشد، قطرات تا حدود ۱۰۰۰ برابر کوچکتر در هوای راکد تولید می‌شود. در روش swirl-Flash نازلها بین ده هزار میلیون تا صد هزار میلیون قطره در ثانیه تولید می‌کنند که عدد خوبی می‌باشد [۳].

شکل (۳-۴) مقایسه بین نازل‌های Swirl-flash (الف) و نازل‌های معمولی (ب) با آب سرد در هوای راکد

با استفاده از روش مشاهده جریان توسط لیزر اندازه قطرات تولید شده برآورد شده است. متوسط اندازه قطرات با آب سرد حداکثر ۲۴ و با نازل‌های swirl flash حداکثر ۲/۲ می‌باشد. این بدین معناست که حجم قطرات تولید شده با ضریب یک هزارم کوچکتر شده است. هنگامی که قطرات بسیار ریز بوده و دمای آنها نیز بالا باشد پدیده تبخیر بیشتر و سریعتر انجام می‌گیرد. تحت این شرایط در کمتر از دو ثانیه قطرات تبخیر می‌شوند. البته این مسأله بستگی به شرایط و رطوبت محیط نیز دارد.

نصب تجهیزات اسپری در کمپرسور یک موتور دیزل kw400 متعلق به دانشگاه نیروی دریایی سلطنتی هلند، تست شده است شکل (۴-۵) در این سیستم ۱۴ نازل در کانال ورودی کمپرسور توربر شارژ نصب شده است. با نصب این نازلها و با دبی آب 14kj/s مقدار Nox به میزان ۳۰٪ کاهش یافته است که بسیار قابل توجه می‌باشد. همچنین در این سیستم آب پاشی توسط دود خروجی تا دمای ۲۵۰C° گرم می‌شود.

شکل (۴-۴) نصب سیستم Swirl-Flash بر روی کمپرسور یک موتور دیزل ۴۰۰ کیلوواتی ۲۱ نازل در راکت ورودی به یک توربین گاز Centrax نصب شده اند. بیش از ۳۰ تست مختلف در شرایط خشک و مرطوب انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که به ازای هر درصد آب پاشش شده ۲۵ درجه سانتیگراد دمای هوای خروجی کمپرسور کاهش می‌یابد.

همچنین به ازای ۱/۵٪ آب گرم پاششی ۱۰٪ قدرت و ۲٪ راندمان نسبی افزایش یافته و ۲۵٪ مقدار Nox کاهش می یابد.

همچنین تمام آب گرم شده در ردیف اول کمپرسور تبخیر می شود سیکل TOPHAT در ۳۵ کشور سراسر دنیا به کار برده شده است [۳].

۳-۴- مثالهای علمی از تکنولوژی TOPHAT

به عنوان مثال اول اثرات پاشش آب در یک توربین گاز مدل ABB-GT9D بررسی شده است [۳] نتایج به دست آمده در جدول (۴-۱) با توجه به فرضیات زیر درج شده اند.

۱- محاسبات به ازای دبی های آب پاششی به مقدار ۱ و ۲ درصد دبی هوای انجام شده است.
۲- دمای آب داغ °C ۲۵۰ می باشد.

۳- شرایط محیط به صورت So1 شامل دمای °C ۱۵ و فشار Kpa325/101 و رطوبت نسبی ۶۰٪ می باشد.

۴- آب درست جلوی کمپرسور پاشش شده است.

جدول (۴-۱) محاسبات برای توربین Betrofit شده با سیستم اسپری

با توجه به جدول می توان دریافت به ازای دبی آب پاششی برابر ۲٪ دبی هوا، دمای هوای

خروجی کمپرسور °C ۵۲ کاهش یافته و دبی جرمی عبوری از کمپرسور kJ/s9/146

کاهش می یابد. قدرت خروجی ۱۴٪ افزایش یافته در حالیکه راندمان پلی توربین کمپرسور

تغییر نمی کند. اگر قدرت مورد نیاز کمپرسور کمتر شود راندمان کلی سیستم توربین گاز

حدود ۱/۱٪ و قدرت خروجی ۱۰٪ افزایش می یابد همچنین دمای احتراق (SAFT) از دمای

°C ۲۱۹۲ به °C ۲۱۰۷ کاهش می یابد.

این توربین گاز ABB-GT9D قسمتی از نیروگاه سیکل ترکیبی Amer8 (هلند) می باشد

که بویلر آن با سوخت زغال سنگ کار می کند. تولید کلی این نیروگاه ۶۴۵ می باشد. این

نیروگاه اولین نیروگاهی است که به تکنولوژی Swirl-Flash مجهز شده است با نصب این

سیستم مقدار Nox تولید از g/Gj247 با کاهش ۴۰٪ به g/Gj150 رسیده است. در این مورد به خصوص، آب لازم جهت اسپری از بیش گرمکن فشار بالا تأمین می شود. آب مورد نیاز جهت پاشش از سیکل توربین بخار تأمین می گردد. بنابراین راندمان سیکل توربین بخار کاهش می یابد و در مقابل راندمان سیکل توربین گاز به علت افزایش دبی و همچنین افزایش cp و کاهش دمای هوای خروجی از کمپرسور افزایش می یابد. لازم به ذکر است نصب و راه اندازی این سیستم ۱۵ هفته به طول انجامیده است.

شکل (۴-۵) جزئیات دو نازل Swirl-Flash و تجهیزات مربوط به اندازه گیره دما و فشار آن

فصل پنجم

تزریق بخار به محفظه احتراق

روش تزریق بخار در سالهای اخیر در موتورهای رفت و برگشتی و توربین های گازی کاربرد پیدا کرده است. در این روش بخار سوپرهیت تولیدی در یک بویلر را با فشار معادل فشار اتاق احتراق توربین گاز به درون آن تزریق می کنند این امر موجب افزایش آهنگ جریان جرمی گذرنده از توربین و همچنین افزایش گرمای ویژه محصولات احتراق که نتیجه آن افزایش توان و بازده سیکل می باشد.

از نظر ماهیتی سیکل تزریق بخار توربین گاز ترکیبی از سیکل برایتون و سیکل رانکین می باشد که در آن، بخار و هوا به جای آنکه در دو توربین مجزا منبسط شوند فقط در یک توربین مشرک انبساط می یابند. بخار موردنیاز معمولاً از بازیافت حرارت دود خروجی توربین گاز در یک بویلر بازیافت تولید می گردد.

چون درجه حرارت آب پاشیده شده از درجه حرارت داخل محفظه احتراق پایین تر می باشد، موجب خنک تر شدن محفظه احتراق می شود. بنابراین بدون افزایش درجه حرارت محفظه احتراق سوخت بیشتری در سیکل سوزانده شده و توان خالص سیکل افزایش می یابد. تزریق

بخار به ورودی توربین گاز یا به خروجی کمپرسور انجام می گیرد که در ادامه هر دو روش بررسی می گردد.

۱-۵- تزریق بخار به انتهای اتاق احتراق

در این روش بخار با فشار حدود ۳۰ بار و بصورت سوپرهیت به ورودی توربین گاز بعد از محفظه احتراق تزریق می شود. به علت افزایش دبی جرمی گازهای عبوری از توربین توان خروجی آن بدون افزایش مصرف سوخت افزایش می یابد. در نتیجه راندمان کلی سیکل افزایش خواهد یافت. همچنین تزریق بخار باعث خنک کاری پره های توربین می شود این روش ساده بوده و هزینه سرمایه گذاری و نگهداری پایینی دارد و از نظر اقتصادی مقرون به صرفه می باشد شکل (۱-۵) دیاگرام تولید و تزریق بخار به ورودی توربین گاز را نشان می دهد.

در سیکل معمولی توربین گازی جهت خنک کاری پره های توربین از هوای متراکم قبل از محفظه احتراق استفاده می گردد. این مسأله موجب کاهش راندمان سیکل و کار توربین می گردد ولی در سیکل پاشش بخار چون بخار آب پاشیده شده به توربین دارای درجه حرارت پایینی است (حدود 430°C) لذا عمل خنک کاری پره های توربین را نیز انجام می دهد و در نتیجه نسبت به حالت معمولی راندمان و توان تولیدی توربین افزایش می یابد.

شکل (۱-۵) شماتیک تولید و تزریق بخار به ورودی توربین گاز

مطالعات انجام شده نشان می دهد که استفاده از سیکل پاشش بخار به ورودی توربین گاز مزایای زیادی در سیکلهای تولید همزمان برق و حرارت دارد. راندمان سیکل ساده گازی به همراه پاشش بخار تا حدود ۴۹٪ و با در نظر گرفتن اثرات خنک کاری پره ها توسط پاشش بخار تا ۵۲٪ قابل افزایش است [۷]

شکل (۲-۵) اثر پاشش بخار بر روی قدرت خروجی و نرخ حرارتی (Heat Rate) یک توربین گاز مدل MS700IEA نشان می دهد. این منحنی ها با فرض آنکه بخار مورد نیاز از منبع دیگری غیر از بویلر بازیاب تأمین می شود رسم شده اند [۷].

شکل (۲-۵) اثر پاشش بخار بر روی قدرت خروجی و نرج حرارتی در جدول (۱-۵) نمونه های علمی توربین با تزریق بخار داده شده است [۷].

جدول (۱-۵) نمونه های علمی توربین گاز با تزریق بخار
۲-۵- توربین گاز با تزریق بخار به خروجی کمپرسور

در این روش از بخار جهت تزریق به خروجی کمپرسور استفاده می شود. به این ترتیب که بخار در هوای خروجی کمپرسور تزریق شود و در نتیجه دبی جرمی عبوری از توربین افزایش پیدا می کند. چون بخار بعد از کمپرسور تزریق می شود لذا کار مورد نیاز کمپرسور افزایش نمی یابد.

شکل (۳-۵) شماتیک توربین گاز به همراه بویلر و تزریق بخار به هوای خروجی کمپرسور را نشان می دهد.

شکل (۳-۵) شماتیک سیکل توربین گاز به همراه تزریق بخار به هوای خروجی کمپرسور بخار بعد از کمپرسور، ولی قبل از مشعل تزریق می شود و مخلوط مناسبی ایجاد می کند. بنابراین درجه حرارت اولیه در اتاق احتراق کاهش پیدا کرده و همچنین میزان NOx خروجی کم می شود.

۳-۵- مزایا و معایب روش تزریق بخار

از معایب تزریق بخار به سیکل توربین گاز، هدر رفتن آب یا بخار تزریق شده و مساله خوردگی می باشد. این مشکلات با استفاده از سیکل VODOLET قابل حل می باشد که در ادامه سیکل فوق بررسی می شود.

اجزاء اصلی سیکل VODOLET عبارتند از توربین گاز به همراه (FLOW-PART) بویلر بازیاب، لوله های و تجهیزات مربوط به تزریق بخار تولید شده به توربین می باشد.

سیکل VODOLET دارای FLOW-PART خاص در توربین می باشد. یعنی سطح جریان به طور خاص تغییر یافته تا مساحت لازم جهت عبور همزمان بخار و محصولات احتراق در توربین گاز فراهم آید و محفظه احتراق نیز به شکل خاصی طراحی شده است. مزیت این سیکل در استفاده از یک کندانسور تماسی آبی نصب شده در خروجی بویلر می باشد. هدف از کندانسور، کاهش حرارت گازهای خروجی از بویلر، پایین آوردن نقطه شبنم کندانسه کردن، کنترل و جمع آوری آب از ترکیب بخار و گاز خروجی می باشد. مزیت استفاده از سیکل VODOLET آن است که نه تنها باعث برطرف شدن عیب فوق می شود بلکه در شرایط خاص آب تولید شده از فرآیند احتراق، رطوبت محیط و همچنین آب حاصل از چگالش بخار تزریقی توسط کندانسور به سیکل اضافه می شود. همچنین آزمایشات مختلف و مکرر نشان داده است که خوردگی نیز اتفاق نمی افتد. از مزایای روش تزریق بخار به سیکل توربین گازی به شرح زیر می باشد:

۱- تولید اکسیدهای نیتروژن به میزان کم و ناچیز

۲- عدم وابستگی شرایط عملکرد و راندمان سیکل به عوامل محیطی

۳- اشغال فضای کم

۴- هزینه پایین تعمیرات و نگهداری

هزینه تبدیل سیکل توربین گاز با تزریق بخار کم بوده و حدود صد دلار برای هر کیلووات افزایش یافته می باشد، همچنین پیاده کردن این سیستم نیاز به تغییرات اساسی در سیکل ندارد.

فصل ششم

بازیافت حرارت از دود خروجی توربین گاز

یکی از روشهای افزایش راندمان سیکل های گازی استفاده از دود خروجی از توربین گازی می باشد. بنابر قانون دوم ترمودینامیک نمی توان موتور حرارتی ساخت که تنها با یک منبع سرد یا گرم تبادل حرارت نموده و کار یا توان تولید نماید. در مورد سیکل گازی به عنوان یک موتور حرارتی، منبع گرم محصولات احتراق حاصل از سوختن مخلوط سوخت و هوا در اطاق احتراق توربین گازی می باشد. منبع سرد نیز هوای محیط است. با توجه به اختلاف دمای

بسیار بالا بین دود خروجی از توربین گازی با هوای محیط حرارت بسیار زیادی با منبع سرد مبادله شده و در واقع تلف می شود. بنابراین امروزه تلاشهای بسیار گسترده ای در سراسر دنیا توسط طراحان سازنده برای بهره برداری از این انرژی اتلافی صورت گرفته است. واضح است که بازیابی انرژی باعث افزایش راندمان سیکل گازی و کاهش سوخت مصرفی در سیکل می گردد. در مورد توربین گاز معمولاً دو نوع بازیاب حرارت مطرح می شود:

۱- گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور

۲- تولید بخار به وسیله بویلر بازیاب

در ادامه این روشها به همراه مزایا و معایب هر یک بررسی می گردد.

۱-۶- گرم کردن هوای خروجی کمپرسور

در این روش هوای خروجی از کمپرسور از داخل یک مبدل حرارتی که با گازهای خروجی از توربین گرم می شود عبور می کند. سپس هوای گرم وارد اتاق احتراق شده و مقداری از آن برای سوخت مورد استفاده قرار می گیرد.

با توجه به گرم بودن هوا، عمل اختلاط با سوخت و احتراق بهتر انجام شده و سوخت کمتری برای رسیدن به شرایط مناسب جهت ورود به توربین مورد نیاز خواهد بود. بنابراین با کم شدن مصرف سوخت بازده حرارتی افزایش می یابد. با اضافه کردن بازیاب حرارتی به سیکل، توربین، کمپرسور و کار خالص تولیدی تحت تأثیر قرار نمی گیرند.

شکل (۱-۶) مسیر جریان هوا و دود در توربین گاز با بازیاب حرارتی

دیاگرام های (P-V) و (T-S) سیکل توربین گاز با بازیاب حرارت در شکل (۲-۶) نشان داده شده است.

شکل (۲-۶) دیاگرام های (p-r) و (T-S) سیکل توربین گاز با بازیاب حرارتی

با توجه به دیاگرام (T-S) هوای فشرده در مرحله ۲ وارد مبدل حرارتی می شود و با فشار ثابت از تا گرم می شود. این افزایش حرارت از انرژی گازهای خروجی توربین گاز تأمین

می گردد. دود خروجی توربین با دمای وارد مبدل حرارتی شده و با دمای از آن خارج می گردد. اگر تبادل حرارت به طور کامل انجام گیرد در حالت ایده آل دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی () برابر دمای گازهای ورودی به آن () و همینطور دمای هوای ورودی با دمای دود خروجی برابر خواهد بود هوا پس از عبور از مبدل وارد محفظه احتراق شده و تا دمای گرم خواهد شد.

مزیت بازیابی انرژی دود خروجی از توربین گاز کاهش حرارت داده شده در اتاق احتراق از مقدار می باشد. به این ترتیب بازده حرارتی افزایش خواهد یافت.

با فرض عبور 1 kJ هوا از داخل کمپرسور (اگر از جرم سوخت صرف نظر شود)، مساوی بودن گرمای ویژه هوا و گاز خروجی از اتاق احتراق، کار خروجی از کمپرسور به روش زیر محاسبه می گردد:

کار واقعی توربین: (۶-۱)

کار واقعی کمپرسور: (۶-۲)

کار خالص واقعی: (۶-۳)

حرارت افزوده شده: (۶-۴)

بنابراین راندمان حرارتی برابر خواهد شد با:

(۶-۵)

با توجه به اینکه معادله فوق را می توان به صورت زیر نوشت:

(۶-۶)

در عمل تبادل حرارت کامل در دستگاه مبدل حرارتی امکان پذیر نیست به همین سبب میزان مؤثر بودن مبدل حرارتی یا بازیاب حرارتی به صورت زیر تعریف می شود:

(۶-۷)

یکی از دلایل متداول نبودن استفاده از این روش، پایین بودن ضریب انتقال حرارت از یک گاز به گاز دیگر می باشد. حداکثر ضریب تأثیر آن در صورتی که سطح تبادل حرارت زیاد باشد در حدود ۷۵٪ است [۶].

از دیگر معایب این روش، افت فشار هوا در مبدل حرارتی می باشد. این افت فشار با افزایش سطح تبادل حرارتی افزایش می یابد. افت فشار باعث کاهش کار تولید شده در توربین و در نتیجه کاهش قدرت و راندمان می گردد.

در شکل (۳-۶) تأثیر بازیاب حرارتی بر روی راندمان حرارتی بر حسب نسبت فشارهای مختلف نشان داده شده است:

شکل (۳-۶) تغییرات راندمان حرارتی توربین گاز بر حسب نسبت فشار برای مقادیر مختلف راندمان بازیاب

با توجه به شکل تا مقدار معینی از نسبت تراکم با افزایش نسبت تراکم راندمان حرارتی زیاد می شود و پس از مقدار معینی از نسبت فشار یعنی موقعی که دمای هوای فشرده بیشتر از دمای دود خروجی توربین باشد راندمان حرارتی کاهش می یابد. همچنین راندمان حرارتی در نسبت فشارهای کم، یعنی در جاهایی که دما هوای متراکم شده پایین باشد حداکثر است.

۲-۶- تولید بخار به وسیله بویلر بازیاب

دمای محصولات احتراق خروجی از توربین گاز حدود 540°C می باشد که تابعی از بار واحد است. همچنین دبی محصولات احتراق برابر ۳ تا ۴ کیلوگرم بر ثانیه به ازای هر مگاوات تولیدی می باشد [۶].

با توجه به بالا بودن دما و دبی دود خروجی از توربین انرژی بسیار زیادی در حدود ۱/۵ برابر توان خروجی توربین به هدر می رود. در صورت استفاده از این انرژی اتلافی برای تولید بخار در بویلر بازیاب می توان راندمان سیکل را افزایش داد. البته لازم به ذکر است به علت وجود اکسیدهای گوگرد در محصولات احتراق نمی توان دمای دود را از نقطه شبنم پایین تر آورد. بخار تولیدی را می توان جهت تولید برق در یک نیروگاه بخار، مصارف مختلف صنعتی نظیر آب شیرین کن ها، صنایع نساجی، سیستم های گرمایشی و سرمایشی به کار برد. به عبارت دیگر توان تولید همزمان برق و حرارت (Cogeneration) داشت. همچنین می توان از بخار تولیدی در یک چیلر جذبی برای ایجاد برودت استفاده کرد که این سیستم به نام تولید

همزمان برق، حرارت و غیره (Trigeneration) معروف است. راندمان تولید همزمان گرما و برق بسیار بالا و در حدود ۷۰٪ تا ۹۰٪ می باشد. بنابراین استفاده از این روش راندمان کل مجموعه را بسیار بالا خواهد برد.

شکل (۴-۶) یک نمونه بویلر بازیاب حرارتی

شکل (۴-۶) مربوط به یک نمونه بویلر بازیاب حرارتی می باشد. بویلر بازیاب یک مبدل حرارتی با جریان متقاطع است که در آن انتقال حرارت به روش جابجایی صورت می گیرد بر حسب نیاز بویلر شامل سوپرهیتر، اوپراتور، اکوتومایزر خواهد بود. با توجه به مشخصات بخار مصرف و نوع استفاده از آن از بویلرهای بازیاب گوناگون استفاده می شود. متداولترین بویلرهای بازیاب موجود به صورت زیر می باشد.

- بویلرهای عمودی

- بویلرهای افقی

- بویلرهای بدون مشعل

- بویلرهای بازیاب با مشعل

شکل (۵-۶) یک نمونه بویلر بازیاب مشعل دار

۶-۲-۱- استفاده از بخار تولیدی در یک سیکل ترکیبی

به منظور مقایسه دو سیکل بخار و گاز، تحولات هر دو سیکل در یک دیاگرام (T-S) رسم شده است. با توجه به دیاگرام (۶-۷) می توان به اندازه سطح (۶-۷-۸-۹-۱۰-۶) از میزان حرارت تلف شده بازیابی نمود.

شکل (۶-۶) دیاگرام T-S در سیکل گازی و بخاری

با توجه به اینکه دمای گازهای خروجی از توربین گازی در کل تحول خنک شدن آن (۴-۱) از دمای آب و بخار سیکل بخاری در کل تحول گرم شدن آن در دیگ بخار (۹-۶) بالاتر

می باشد. بنابراین به راحتی می توان عمل گرایش آب در دیگ بخار یک نیروگاه بخاری ساده را توسط گازهای خروجی توربین گازی انجام داد و احتراق در بویلر نیروگاه بخاری را حذف نمود. این اقدام در واقع یکی از مهمترین و متداولترین روش های افزایش راندمان حرارتی بوده و سیکل ترکیبی نمایده می شود.

شکل (۶-۷) دیاگرام ساده سیکل ترکیبی

در شکل (۶-۷) دیاگرام اجزاء ساده ترین سیکل ترکیبی نشان داده شده است با توجه به شکل بویلر بازیاب حرارتی جزء ارتباط دهنده دو سیکل گازی و بخاری بوده و از اهمیت ویژه ای برخوردار است در حالت ساده راندمان سیکل گازی از معادله زیر محاسبه می شود.

(۶-۸)

در سیکل ترکیبی با توجه به اینکه جهت تولید بخار از هیچ احتراقی اضافه بر احتراق توربین گازی جهت تولید بخار استفاده نشده است، راندمان از معادله زیر محاسبه می شود:

(۶-۹)

در معادلات فوق راندمان سیکل گازی، راندمان سیکل ترکیبی، W_{netg} کار خالص سیکل گازی W_{nets} کار خالص سیکل بخاری، QH حرارت داده شده توسط محصولات احتراق در سیکل گازی به هوا (به علاوه خود محصولات احتراق) می باشد. بررسی معادلات نشان دهنده بزرگتر بودن راندمان سیکل ترکیبی نسبت به سیکل گازی می باشد. چرا که کار توربین بخار با استفاده از تلفات حرارتی تولید شده است.

از نقاط ضعف سیستم سیکل ترکیبی می توان به هزینه اولیه زیاد آن و همچنین مقرون به صرفه بودن فقط برای توربین های گازی با ظرفیت بالاتر از ۱۰۰ مگاوات اشاره نمود.

فصل هفتم

گرمایش مجدد گازها در توربین

در سیکل گازی با گرم کردن مجدد گازها پس از خارج شدن از توربین اول در یک اتاق احتراق می توان کار بیشتری به دست آورد این سیکل شامل یک توربین دوطبقه است که قبل

از هر طبقه یک اتاق احتراق قرار دارد و دمای گازی که در اثر انبساط در توربین اول کاهش یافته، دوباره افزایش می یابد و تقریباً به دمای اولیه که هنگام ورود به توربین گاز اولی داشته است رسانده می شود و وارد توربین دوم می گردد. با توجه به اینکه گاز خروجی از توربین اولی دارای حدود ۸۵٪ هوا می باشد می توان مقدار دیگری سوخت به داخل آن تزریق و احتراق را بدون نیاز به هوای رسانی جدید انجام داد. شکل (۷-۱) دیاگرام شماتیک چنین سیستمی را نشان می دهد.

شکل (۷-۱) دیاگرام توربین گاز با گرمکن مجدد

در سیکل گازی به همراه گرمکن مجدد، کار خالص در مقایسه با سیکل آرمانی بدون گرمکن بیشتر است، همچنین راندمان این سیکل نسبت به سیکل اصلی کمتر می باشد شکل (۷-۲) دیاگرام (T-S) سیکل توربین گاز با گرمکن مجدد را نشان می دهد [۶].

برای حداکثر شدن قدرت خروجی گرم کردن مجدد باید در نسبت فشار مناسب صورت گیرد. کار کمپرسور تحت تأثیر گرم کردن مجدد گاز قرار نمی گیرد. بنابراین برای حداکثر شدن قدرت خروجی، باید شرایط را تعیین نمود که در آن کار توربین حداکثر باشد.

شکل (۷-۲) دیاگرام (T-S) سیکل توربین گاز با گرمکن مجدد

شکل (۷-۳) دیاگرام اثر نسبت فشار و درجه حرارت ورودی توربین گاز در سیکل با گرمایش مجدد را نشان می دهد. مطابق این شکل راندمان سیکل گرمایش مجدد کمتر از راندمان سیکل ساده است ولی به میزان ۳۵٪ قدرت خروجی بیشتر تولید می شود.

این سیستم در سیکل گازی در حال بهره برداری قابل اجراء نمی باشد، با توجه به افزایش سوخت مصرفی، کاهش راندمان سیکل و هزینه بالای سرمایه گذاری آن روش مذکور در نیروگاه ها معمول نمی باشد، گرمای مجدد گازها در توربوجت ها می تواند کاربرد داشته باشد.

شکل (۷-۳) دیاگرام ثر نسبت فشار و درجه حرارت ورودی توربین گاز در سیکل با گرمایش مجدد

فصل هشتم

نتیجه گیری

روش های بهینه سازی بازدهی و قدرت خروجی توربین گازی را می توان بر حسب مورد به دو دسته تقسیم بندی نمود:

۱- واحدهای گازی در حال بهره برداری با تغییرات جزئی

۲- واحدهای گازی در دست برنامه ریزی و طراحی با تغییرات اساسی

ویژگی های متمایز این دو نوع حالت، باعث کارایی و امکان اعمال روش های خاص برای هر یک می شود. به عنوان مثال از ویژگی های واحدهای در حال بهره برداری می توان به موارد زیر اشاره نمود.

- بسیاری از شرایط اساسی واحد که بستگی به اجزاء اصلی نظیر توربین و کمپرسور دارد تعیین شده اند.

- تغییرات اساسی پرهزینه است.

- تغییر هر یک از پارامترها می تواند بر بقیه تأثیر بگذارد و باید این تأثیرات بررسی شوند.

- شرایط آب و هوایی، ارتفاع، نوع توربین و مکان و فضای مورد نیاز برای نصب هر سیستم بهبود و توان خروجی، محدودیت های را اعمال می نمایند.

و از ویژگی های واحد در دست طراحی و برنامه ریزی را می توان به شرح زیر در نظر گرفت.

- شرایط اساسی و کلی واحد و نیز پارامترهای طراحی در اختیار ماست

- هرگونه طراحی از محدودیت هایی که در شرایط بهره برداری وجود دارد قابل بررسی و طراحی است.

روش های بررسی شده در فصل های قبلی بر روی توربین های گازی مختلف در سراسر دنیا نصب شده اند با توجه به موقعیت محل توربین گاز، شرایط آب و هوایی منطقه، نوع توربین،

میزان کارکرد آن و میزان توانایی سرمایه گذاری یکی از روش های مذکور را انتخاب و اجرا می گردد. برخی از این روشها موجب افزایش قدرت و برخی دیگر موجب افزایش راندمان کلی سیکل می شوند.

خنک کاری میانی هوا در کمپرسور باعث افزایش قدرت خروجی از توربین می شود اما اجرای این روش نیازمند اصلاحات بر روی کمپرسور توسط شرکت سازنده می باشد و برای توربین های در حال بهره برداری توصیه نمی گردد. ضمن اینکه این سیکل راندمان کلی را کاهش می دهد.

سرمایه گذاری اولیه برای نصب کمپرسور و خنک کن میانی، میزان مصرف انرژی و هزینه های نگهداری بسیار بالا می باشد.

روش پاشش آب به ورودی کمپرسور به طریق مه (Fog) نیز برای مناطق گرم و خشک کاربرد دارد و در مناطق با رطوبت بالا جواب نمی دهد. خنک کاری هوا فقط با نقطه اشباع آن می تواند صورت گیرد و راندمان سیستم تولید مه در کاهش دمای هوا تا حد اشباع حدود ۱۰۰٪ می باشد. فضای موردنیاز برای نصب تجهیزات این سیستم بسیار کم بوده و نیازی به تغییر ساختار اتاق فیلتر نمی باشد. زمان لازم برای نصب در حد یک الی دو روز می باشد. مصرف آب آن کمتر از سایر روش های خنک کاری تبخیری و هزینه سرمایه گذاری، افت فشار در هوای ورودی در این روش کمتر از سایر روش های خنک کاری می باشد. معمولاً هزینه تمام شده کل سیستم حدود ۳۰ دلار برای هر کیلووات تولیدی می باشد.

از دیگر روش های تبخیری روش مدیا می باشد. این سیستم نیز فقط در مناطق گرم و خشک کاربرد دارد. راندمان عملکرد آن حدود ۸۵٪ می باشد. هزینه سرمایه گذاری و تعمیر و نگهداری سالیانه پایین می باشد. هزینه تمام شده کل سیستم مدیا، تقریباً با هزینه تمام شده سیستم مه پاش مساوی است سیستم فوق باعث افزایش قدرت خروجی از توربین، افزایش عمر مفید، فیلتر خشک کاهش مقدار NOx تولیدی، میرای اغتشاشات جریان می گردد. اما در این روش سرعت هوا هنگام عبور از سطوح مدیا باید پایین باشد. در سیستم های تبخیری

متداول به دلیل پایین بودن راندمان و کاهش زیاد افت فشار هوا، هرگز حداثکر خنک کاری انجام نمی شود.

ذخیره سازی سرما با آب یا یخ از دیگر روش های افزایش قدرت خروجی می باشد که در زمان های پیک مورد استفاده قرار می گیرد. این روش در مناطق گرم کاربرد دارد و رطوبت هوا تأثیری بر عملکرد آن ندارد. مزیت اصلی این روش استفاده از برق در زمان های غیرپیک و افزایش تولید برق در ساعت های پیک می باشد. البته این سیستم با توجه به اندازه تجهیزات آن، قادر است ساعت های محدودی خنک کاری هوا را انجام دهد. هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه های تعمیر و نگهداری آن در مقایسه با سایر سیستم ها بالا می باشد. استفاده از چیلر جذبی به همراه مبدل حرارتی برای افزایش قدرت خروجی (در تابستان و در ساعت های گرم روز که معمولاً ساعت های پیک مصرف برق نیز می باشند) استفاده می شود.

محدودیتی برای استفاده از این روش در مناطق مرطوب وجود ندارد. بنابراین این سیستم در نواحی جنوبی ایران بهترین عملکرد را دارد. استفاده از چیلر جذبی به همراه بویلر بازیاب حرارتی بسیار مناسب می باشد. زیرا علاوه بر استفاده از بخار بویلر در چیلر، باقیمانده آن را می توان جهت مصارف، نظیر تولید آب شیرین، تولید سرمایشی سردخانه و... استفاده نمود البته هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه های تعمیر و نگهداری آن پایین تر از سیستم ذخیره سازی سرما و بالاتر از روش های تبخیری می باشد.

روش تزریق آب داغ به داخل کمپرسور با تبدیل فرآیند آدیاباتیک صورت گرفته در کمپرسور به فرآیند شبه دما ثابت (Quasi-isothermal) مقداری انرژی هدر رفته در کمپرسور را کاهش می دهد. این روش باعث افزایش راندمان سیکل و قدرت خروجی از توربین می گردد.

محدودیتی برای استفاده از سیستم فوق در شرایط آب و هوایی متفاوت وجود ندارد. هزینه سرمایه گذاری آن در مقایسه با افزایش قدرت خروجی از توربین مناسب می باشد. از مسائل اساسی این سیستم این است که قطرات آب باید از کیفیت بسیار بالایی برخوردار بوده و بسیار

ریز باشند. به طوری که در کمتر از ۱۰ میلی ثانیه تبخیر شوند البته مشکل فوق امروزه با استفاده از نازل‌های چرخشی تا حدودی رفع شده است، با استفاده از این روش میزان NOx تولیدی حدود ۴۰٪ کاهش می یابد.

سیستم تزریق بخار به محفظه احتراق برای افزایش راندمان و قدرت خروجی از توربین استفاده می شود. با اعمال این روش تولید اکسیدهای نیتروژن بسیار پایین می آید. تجهیزات آن فضای بسیار کمی را اشغال می کنند. عملکرد سیستم به شرایط و عوامل محیطی وابسته نمی باشد. هزینه تبدیل سیکل ساده توربین گاز ساده به سیکل تتوربین گاز با تزریق بخار نسبتاً پایین بوده و حدود صد دلار برای هر کیلووات افزایش یافته می باشد. اما برای اجرای طرح باید فضای عبوری از توربین با اصلاح پره ها افزایش یابد. هدر رفتن بخار تزریقی یکی از معایب آن می باشد که در سیستم های جدید این مشکل با بازیاب آب برطرف شده است ولیکن هزینه سیستم کامل با بازیاب آب نسبتاً بالا می باشد.

ترکیب سرمایش تبخیری با استفاده از آب سرد چیلر انژکتوری برای افزایش قدرت خروجی و راندمان می شود و در تابستان به اختلاف دمای بسیار مطلوبی دست می یابیم در این روش نیز باید توجه داشت که گرد و غبار موجود در هوا که جذب آب می شود باید همواره از درون سیکل خارج شود و به نظر می رسد چنانچه از ترکیب دو سیستم سرمایش تبخیری توسط آب سرد خروجی از چیلر انژکتوری استفاده نماییم بسیار مناسب می باشد و می توانیم به نحوه مطلوبی راندمان توربین گاز را افزایش دهیم بدون آنکه افت فشاری بر روی هوای ورودی ایجاد نماییم.

جهت های بخار (انژکتورها) با توجه به اینکه قطعات مکانیکی گردان ندارد از عمر بالایی برخوردار خواهند بود و نیز از لحاظ زیست محیطی چون بخار آب دارای کمترین آلودگی می باشد لذا جهت حفظ محیط زیست بسیار مناسب می باشد.

هزینه سرمایه گذاری و تعمیر و نگهداری آن نسبت به سایر روش های خنک کنندگی چیلری کمتر بوده ولی نیاز به بخار کافی می باشد که مورد استفاده در واحدهای نیروگاهی سیکل ترکیبی را ملزم می نماید.

یکی از راه های افزایش راندمان سیکل های گازی استفاده از حرارت گازهای خروجی آن می باشد این حرارت را با گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور یا تولید بخار در یک بویلر، بازیاب نمود. گرمایش هوای خروجی از کمپرسور به دلیل پایین بودن ضریب انتقال حرارت از یک گاز به یک گاز دیگر، افت فشار هوا در مبدل حرارتی و عدم استفاده از کل انرژی دود خروجی رایج نمی باشد.

استفاده از بویلر بازیاب در سیکل های ترکیبی بسیار معمول می باشد. بخار تولیدی می تواند در یک توربین بخار استفاده گردد با این کار راندمان سیکل حاصل حداکثر تا ۴۵٪ خواهد بود. بویلر بازیاب می تواند در کنار سایر سیستم های افزایش قدرت و توان نظیر ذخیره سازی سرما، چیلر جذبی، تزریق بخار به کمپرسور و محفظه احتراق استفاده شود. بخار را می توان برای سایر کاربردهای صنعتی به کار برد، با تولید همزمان برق و حرارت (Cogeneration) و یا تولید همزمان برق و حرارت و سرما (Trigeneration) راندمان کل مجموعه توربین گازی و سیستم بازیافت بسیار بالا خواهد بود. این راندمان حدود ۷۰٪ تا ۹۰٪ می باشد.

برای افزایش قدرت خروجی از توربین روش گرمایشی مجدد وجود دارد. در سیکل گازی با گرم کردن مجدد گازها پس از خارج شدن از توربین اول در یک اتاق احتراق با سوخت ترکیب و سوزانده می شود و سپس وارد توربین دوم می شوند. در این سیستم به صورت دو طبقه می باشد.

راندمان سیکل گرمایش مجدد کمتر از راندمان سیکل ساده است ولی حدود ۳۵٪ قدرت خروجی بیشتر تولید می شود. میزان سوخت نیز افزایش می یابد. هزینه سرمایه گذاری آن بالا بوده و برای توربین های در حال بهره برداری قابل اجرا نمی باشد. بنابراین سیستم فوق برای افزایش قدرت واحدهای گازی نیروگاه ها توصیه نمی شود.

برای افزایش قدرت و راندمان سیکل های ترکیبی (Combined cycle) از سیستم های فوق نیز می توان استفاده نمود ولیکن باید به این نکته توجه نمود که عموماً میزان افزایش قدرت خروجی و راندمان در این نوع نیروگاه ها در مقایسه با سیکل توربین گازی ساده کمی

کمتر خواهد بود.

مراجع

- ۱- مهندس مهدی گلزاری اسکویی، توربین های گازی
- ۲- محمد محمد الوکیل، ترجمه کاظم سراپچی، نیروگاه های حرارتی
- ۳- دکتر عامری، افزایش راندمان توربین گازی با کاهش دمای هوا
- ۴- کوروش مختصر، اماکن سنجی افزایش قدرت خروجی توربین گازی با استفاده از خنک کردن هوای ورودی با استفاده از ذخیره سازی سرما، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعت آب و برق ۱۳۸۰
- ۵- دکتر علوی، افزایش راندمان توربین گازی با سرد کردن هوای ورودی به کمپرسور و احیاء آب محصولات احتراق خروجی از دودکش
- ۶- احمد اکبری رحیم آبادی، مهدی صادق قلعه بالا، افزایش توان تولیدی توربین های گازی نوشان و چابهار با استفاده از سیستم چیلر جذبی، پایان نامه کارشناسی، دانشکده صنعت آب و برق، ۱۳۸۱
- ۷- علیرضا افراد، ابراهیم محمدی، بررسی افزایش قدرت و راندمان توربین گازی سری GE-F5 نیروگاه مشهد با تزریق بخار، پایان نامه کارشناسی، دانشکده صنعت آب و برق
- ۸- نخستین همایش علمی تخصصی افزایش قدرت خروجی توربین های گازی دفتر بهینه سازی مصرف انرژی وزارت نیرو، شرکت سهامی خدمات مهندسی برق، مشاهیر، تهران خرداد ۱۳۸۱