

۱- نگرش کلی بر توربین‌های گاز

دنیای توربین گاز اگر چه دنیای جوانی است لیکن با وسعت کاربردی که از خود نشان داده، خود را در عرصه‌ی تکنیک مطرح کرده است. زمینه‌های کاربرد توربین‌های گاز در نیروگاه‌ها و به‌خصوص در مواردی که فوریت در نصب و بارگیری مدنظر است می‌باشد. همچنین به عنوان پشتیبان واحد بخار و نیز مواقعی که شبکه سراسری برق از دست می‌رود یعنی در خاموشی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

مضافاً این که توربوکمپرسورها که از انرژی حاصله روی محور توربین برای تراکم و بالا بردن فشار گاز استفاده می‌شود، در سکوها‌ی دریایی، هواپیماها و ترن‌ها استفاده می‌شود.

مختصری از سرگذشت توربین‌های گاز از سال ۱۷۹۱ میلادی تا به امروز به شرح زیر می‌باشد. اولین نمونه توربین گاز در سال ۱۷۹۱ توسط Jonh Barber ساخته شد. نمونه بعدی در سال ۱۸۷۲ توسط Stolze ساخته شد که شامل یک کمپرسور جریان محوری چند مرحله‌ای به همراه یک توربین عکس‌العملی چند مرحله‌ای بود که یک اتاق احتراق نیز در آن قرار داشت. اولین نمونه آمریکایی آن در ۲۴ ژوئن ۱۸۹۵ توسط Charles G.Guritis ساخته شد. اما اولین بهره‌برداری و تست واقعی از توربین گاز در سال ۱۹۰۰ م بوسیله Stolz صورت گرفت که راندمان آن بسیار پایین بود. در همین سال‌ها در پاریس یک توربین گاز بوسیله برادران Armangand ساخته شد که دارای نسبت فشار تقریبی ۴ و چرخ کوریتس به ابعاد ۹۳/۵ سانتی‌متر قطر با سرعت ۴۲۵۰ rpm بود که دمای ورودی به توربین حدود $560^{\circ}C$ اندازه‌گیری شد و راندمان آن در حدود ۳٪ بود. H.Holzwarth اولین توربین گاز با بهره اقتصادی بالا را طراحی کرد، که در آن از سیکل احتراق بدون پیش‌تراکم استفاده می‌شد و قسمت اصلی یک ماشین دوار با تراکم متناوب بود.

همچنین Stanford سال ۱۹۱۹ یک توربین گاز که دارای سوپر شارژر بود، ساخت که در هواپیما نیز از آن استفاده شد. اولین توربین گازی که برای تولید قدرت مورد استفاده قرار گرفت به وسیله Brown Boveri ساخته شد. وی از یک توربین گاز برای راندن هواپیما استفاده کرد. هم چنین در سال ۱۹۳۹ م، وی یک توربین گاز با خروجی ۴ MW ساخت که بر اساس سیکل ساده طراحی شده بود و کارکرد پایینی داشت. این توربین تنها به مدت ۱۲۰۰ ساعت مورد بهره برداری قرار گرفت و عیوب مکانیکی فراوان داشت. از جمله اصلاحات وی بر روی توربین، بالا بردن راندمان آن به میزان ۱۸٪ بود.

در انگلستان گروهی به سرپرستی Whittle در سال ۱۹۳۶ م یک کمپرسور سانتریفیوژ تک مرحله‌ای با ورودی دوطرفه و یک توربین تک مرحله‌ای کوپل شده به آن را به همراه یک اتاق طراحی کردند. اما با تست این موتور نتایج چندانی راضی کننده‌ای به دست نیامد. در سال ۱۹۳۵ م در آلمان شخصی به نام Hans Von یک توربوجت با کمپرسور سانتریفیوژ ساخت که از مزایای خوبی نسبت به نمونه‌های قبلی برخوردار بود. در آمریکا کمپانی Alis Chalmers اصلاحات فراوانی بر روی راندمان توربین‌های گاز و کمپرسورها انجام داد و راندمان کمپرسور را به ۷۰٪ - ۶۵٪ و راندمان توربین را به ۶۵٪ - ۶۰٪ رسانید.

در سال ۱۹۴۱ م کمپانی British Wellond یک توربوجت ساخت که در هواپیما مورد استفاده قرار گرفت. این توربوجت با آب خنک کاری می‌شد. در سال ۱۹۴۲ م کمپانی German Jumo یک توربوجت ساخت که در جنگ جهانی دوم نیز از آن استفاده شد. در این سال‌ها استفاده از موتور توربوجت برای هواپیماها رشد فزاینده‌ای به خود گرفت و هواپیماهای جنگی بسیاری در آمریکا، آلمان و انگلیس ساخته شد. در سال ۱۹۴۱ م در سوئیس از یک توربین گاز برای راه اندازی لوکوموتیو استفاده شد که دارای قدرت ۱۷۰۰ اسب بخار و راندمان ۱۸/۴٪ به همراه بازیاب حرارتی بود.

در سال ۱۹۵۰م کمپانی Rovet Car از توربین گاز در اتومبیل‌ها استفاده کرد که شامل کمپرسور سانتریفیوژ، توربین تک‌مرحله‌ای جهت گرداندن کمپرسور و توربین قدرت جداگانه بود که از مبدل حرارتی نیز در آن استفاده شد. در سال ۱۹۶۲م کمپانی General Motors یک توربین گاز به هم‌راه بازیاب ساخت که مصرف سوخت آن نسبت به نمونه مشابه ۳۶٪ کاهش داشت.

در سال ۱۹۷۹م با توافق بین سازندگان بزرگ توربین گاز، استاندارد جدیدی جهت کاهش میزان CO و NO_x دود خروجی از توربین گاز نوشته شد. در خلال سال‌های بعد تغییرات فراوانی در نوع سوخت، متریال^۱ روش‌های خنک‌کاری و کاهش نویز و سر و صدا به‌وسیله شرکت NASA صورت گرفت.

در ۱۵ سال گذشته توربین گاز، خدمات فزاینده‌ای را در صنعت و کاربردهای پتروشیمی در سراسر جهان ارائه داده است. انسجام، وزن کم و امکان کاربرد سوخت چندگانه موجب استفاده از توربین گاز در سکوهای دریایی نیز شده‌است.

امروزه توربین‌های گازی وجود دارند که با گاز طبیعی، سوخت دیزل، نفت، متان، گازهای حرارتی ارزش پایین، نفت گاز تقطیرشده و حتی فضولات کار می‌کنند و روز به روز تلاش‌ها در جهت تکمیل و اصلاح عملکرد آن ادامه دارد.

۲-۱- مقایسه نیروگاه گازی با نیروگاه‌های دیگر

شکل (۲-۱) مقایسه میزان حرارت در چهار نمونه سیکل داده شده را نشان می‌دهد.

^۱- Matrial

باتوجه به شکل (۱-۲) بدیهی است که هرچه درجه حرارت توربین افزایش می یابد میزان حرارت بیش تر جلب توجه می کند.

بعضی از عوامل قابل ملاحظه در تصمیم گیری برای انتخاب نوع نیروگاه که متناسب با نیازهای موجود باشند، عبارتند از:

- ۱- هزینه سرمایه گذاری
 - ۲- زمان لازم از برنامه ریزی و طراحی تا اتمام کار هزینه های تعمیراتی و هزینه های سوخت.
- توربین گاز کمترین هزینه تعمیراتی و سرمایه گذاری را دارد. هم چنین سریع تر از هر نوع نیروگاه دیگری اتمام می یابد و به مرحله بهره برداری می رسد.
- از معایب آن می توان به اتلاف حرارتی زیاد اشاره کرد
- طراحی هر توربین گاز باید در برگیرنده معیارهای اساسی براساس ملاحظات بهره برداری باشد.
- بعضی از معیارهای عمده عبارتند از :

- ۱- راندمان بالا
- ۲- قابلیت اطمینان بالا و در نتیجه قابلیت دسترسی بالا
- ۳- سهولت سرویس
- ۴- سهولت نصب و تست
- ۵- تطابق با استانداردهای مربوط به شرایط محیط
- ۶- ترکیب سیستم های کمکی و کنترل که در نتیجه درجه قابلیت اطمینان بالایی را به دست می دهند.
- ۷- قابلیت انعطاف در تطابق با سرویس ها و نیز سوخت های مختلف

نگاهی به هریک از این ملاکها مصرف کننده را قادر خواهد ساخت که درک بهتری از هر یک از لوازم پیدا بنماید.

۱-۳- فرآیند توربین های گاز

توربین گاز قدرت را از طریق به کار بردن انرژی گازهای سوخته و هوا که دما و فشار زیادی دارند، با منبسط کردن آن در چندین طبقه از پره های ثابت و متحرک، تولید می کند. برای تولید فشار زیاد (از ۴ تا ۱۳ اتمسفر) در سیال عامل کار، که برای تراکم لازم می باشد، از کمپرسور استفاده می شود. برای تولید قدرت زیاد، به جریان زیادی از سیال و سرعت زیاد آن نیاز می شود. که برای این کار از کمپرسور گریز از مرکز یا کمپرسور جریان محوری استفاده می شود. کمپرسور توسط توربین به حرکت در می آید و روی همین اصل محور آن ها به هم متصل می گردد. اگر پس از عمل تراکم روی سیال عامل کار، سیال فوق در توربین منبسط گردد، با فرض نبودن تلفات در کمپرسور و توربین همان مقدار کار که صرف تراکم شده است، توسط توربین به دست می آید و در نتیجه کار خالص صفر خواهد بود. ولی کار تولیدی توربین را می توان با اضافه کردن حجم سیال عامل کار در فشار ثابت، یا افزایش فشار آن در حجم ثابت، افزایش داد. هر یک از دو روش فوق را می توان با بالا بردن دمای سیال عامل کار، پس از متراکم ساختن آن به کار برد. برای بالا بردن دمای سیال عامل کار، یک اتاق احتراق لازم است که در آن هوا و سوخت محترق گردند تا موجب افزایش دمای سیال عمل کار بشود. به این ترتیب، یک سیکل ساده توربین گاز شامل کمپرسور، اتاق احتراق و توربین می باشد. نظر به این که محور کمپرسور به توربین متصل شده است، کمپرسور مقداری از کار تولید شده توسط توربین را جذب می کند، و بازده را پایین می آورد. بنابراین کار خالص، اختلاف بین کار توربین و کار لازم برای گرداندن کمپرسور خواهد بود.

سوخت عمومی توربین گاز، گاز طبیعی، گازوئیل، نفت و مازوت می باشد. توربین گاز براساس فرآیند احتراق به انواع زیر طبقه بندی می شود:

۱- احتراق پیوسته یا نوع فشار ثابت، این نوع سیکل را سیکل ژول یا سیکل برایتون نامند.

۲- انفجاری یا نوع حجم ثابت، این نوع سیکل را سیکل آتکینسون می نامند.

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

۱- توربین های گاز با سیکل باز (سیال عامل کار از هوای بیرون موتور وارد می شود و به داخل هوای محیط تخلیه می گردد).

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

۳-۱- سیکل استاندارد هوایی (برایتون)

این سیکل که سیکل ژول نیز نامید می شود برای مولد قدرت توربین گاز ساده، مطلوب می باشد. شکل های (۳-۱) و (۴-۱) طرح ساده توربین به همراه اجزاء آن و شکل (۵-۱) تجهیزات گوناگون یک توربین گاز از نوع GELM۳۵۰ را نشان می دهد.

هوای محیط در داخل کمپرسور از فشار P_1 تا P_2 مترکم می گردد و بعد به اتاق احتراق فرستاده می شود که در آنجا سوخت پاشیده شده محترق می گردد. فرآیند احتراق در فشار ثابت صورت می گیرد. در اثر احتراق، دمای سیال عامل کار زیاد می شود و از T_2 و T_3 می رسد. محصولات احتراق از اتاق احتراق خارج می شود و در داخل توربین از P_3 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 به وسیله کمپرسور . برای آغاز کار کمپرسور ، یک راه انداز لازم خواهد بود. وقتی

توربین شروع به کار کرد، راه انداز قطع می شود.

فرآیند ۱-۲ تراکم ایزنتروپیک در کمپرسور می باشد.

فرآیند ۲-۳ افزودن حرارت در فشار ثابت در اتاق احتراق است.

فرآیند ۳-۴ انبساط ایزنتروپیک در توربین می باشد.

فرآیند ۴-۱ پس دادن حرارت در فشار ثابت می باشد.

با توجه به شکل های (۶-۱) و (۷-۱)، حرارت افزوده شده به سیکل برابر است با [۱]

$$۱) Q_a = h_r - h_\gamma = C_p (T_r - T_\gamma)$$

که در صورتی صحیح است که مقدار C_p در فرآیند ۲-۳ ثابت باشد.

حرارت پس داده شده برابر است با :

$$۲) Q_r = h_\epsilon - h_\gamma = C_p (T_\epsilon - T_\gamma)$$

که در صورتی صحیح است که مقدار C_p در فرآیند ۴-۱ ثابت باشد.

کار خالص سیکل برابر است با:

$$۳) W_{net} = C_p [(T_r - T_\gamma) - (T_\epsilon - T_\gamma)]$$

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

$$۴) W_t = h_r - h_\epsilon$$

$$۵) W_t = C_p (T_r - T_\epsilon)$$

$$۶) W_c = C_p (T_r - T_\gamma)$$

بنابراین کار خالص برابر است با

$$۷) W_{net} = C_p [(T_r - T_\epsilon) - (T_r - T_\gamma)]$$

$$۸) W_{net} = C_p [(T_r - T_c) - (T_i - T_1)]$$

راندمان حرارتی سیکل برابر است با نسبت کار خالص سیکل به حرارت افزوده شده به سیکل :

$$۹) \eta_{th} = \frac{\text{کار خالص سیکل}}{\text{حرارت افزوده شده}} = \frac{W_t - W_c}{Q_a}$$

$$۱۰) \eta_{th} = \frac{C_p [(T_r - T_c) - (T_i - T_1)]}{C_p (T_r - T_c)}$$

$$۱۱) \eta_{th} = ۱ - \frac{T_i - T_1}{T_r - T_c}$$

می دانیم که در فرآیند ایزنتروپیک بیان فشار، دما و حجم گاز رابطه (۱-۱۲) برقرار می باشد:

$$۱۲) \frac{T_r}{T_1} = \left(\frac{P_r}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{V_1}{V_r}\right)^{(\gamma-1)}$$

$$۱۳) \frac{T_r}{T_i} = \left(\frac{P_r}{P_i}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

نظر به این که $P_1 = P_i$ و $P_r = P_c$ می توان نوشت:

$$۱۴) \frac{T_r}{T_1} = \frac{T_r}{T_i} \left(\frac{P_r}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$۱۵) \frac{T_1}{T_r} = \frac{T_r}{T_i} = \frac{T_i - T_1}{T_r - T_c}$$

با قرار دادن $\frac{T_i - T_1}{T_r - T_c}$ از معادله (۱-۱۵) در معادله (۱-۱۱) می توان نوشت:

$$۱۶) \eta_{th} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

نسبت فشار $\frac{P_2}{P_1}$ با r_p نمایش داده می شود:

$$۱۷) \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = (r_p)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$۱۸) \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{(r_p)^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

بنابراین ، راندمان حرارتی برابر است با :

$$۱۹) \eta_{th} = 1 - \frac{1}{(r_p)^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

باید توجه داشت که در محاسبه کار توربین و کمپرسور از تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل صرف نظر شده است. ضمناً فرض شده که گرمای ویژه در فشار ثابت (C_p) در طول سیکل ثابت بماند. همچنین از جرم سوخت به علت کم بودن آن نسبت به جرم هوا صرف نظر شده است. در شکل (۸-۱) منحنی تغییرات راندمان حرارتی بر حسب تغییرات نسبت فشار نشان داده شده است. از روی این منحنی مشاهده می شود که راندمان حرارتی به طور پیوسته با افزایش مقدار نسبت فشار زیاد می شود.

۱-۴- نسبت فشار برای حداکثر کار خالص ویژه سیکل نظری

هنگامی که دو حد دما در سیکل ایده آل برایتون مشخص باشد، برای تغییر قدرت خروجی، تنها عامل متغیر نسبت فشار می باشد. حداقل مقدار نسبت فشار، واحد می باشد که به ازاء آن قدرت خروجی صفر می شود. در این صورت:

$$۲۰) (r_p)_{\min} = \left(\frac{T_r}{T_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = ۱$$

اگر دمای خروجی کمپرسور به T_3 یعنی حداکثر دمای قابل قبول توربین برسد، حرارت افزوده شده در اتاق احتراق صفر خواهد بود. در نتیجه مقدار کار کمپرسور و توربین با هم برابر می شود و کار خالص خروجی صفر خواهد شد. این نسبت فشار ماکزیمم برابر است با:

$$۲۱) (r_p)_{\max} = \left(\frac{T_r}{T_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

بنابراین هیچکدام از دو نسبت فشار ماکزیمم و مینیمم عملی نیست و یک نسبت فشار میانی وجود دارد که به ازای آن قدرت خروجی یا راندمان حداکثر شود. ماکزیمم کار خالص هنگامی اتفاق می افتد که :

$$۲۲) T_r = \sqrt{T_1 \times T_3}$$

نسبت فشار میانی به ازای ماکزیمم کار خالص برابر است با:

$$۲۳) (r_p)_{opt} = \left(\frac{T_r}{T_1}\right)^{\gamma/2(\gamma-1)}$$

در به ازای مقادیر مختلف نسبت گرمای $1/4$ ، $1/3.5$ و $1/3$ منحنی فشار اپتیموم بر حسب نسبت $\frac{T_r}{T_1}$ رسم شده است.

تغییرات کار خالص با نسبت فشار را برای یک توربین با مشخصات زیر نشان می دهد.

15°C = دمای ورودی به کمپرسور

1127°C = دمای ورودی به توربین

شکل (۱-۱۰) دیاگرام تغییرات کار خالص نسبت فشار با ثابت آدیاباتیک $\gamma = 1/4$

این نمودار نشان می‌دهد که کار خالص با افزایش نسبت فشار افزایش می‌یابد ولی بعد از این که به نسبت فشار اپتیموم رسید مقدار آن تقریباً ثابت می‌ماند.

۱-۴- سیکل عملی برایتون

سیکل عملی (واقعی) توربین گاز از نقطه نظرهای زیر با سیکل ایده‌آل تفاوت دارد:

۱- به علت وجود تلفات اصطکاکی در کمپرسور توربین، فرآیند تراکم و انبساط بدون اصطکاک نیست و با مقداری افزایش در انتروپی همراه می‌باشد. (این فرآیندها آدیاباتیک برگشت ناپذیر می‌باشند.) در حالت ایده‌آل، بازده کمپرسور و توربین ۱۰۰ درصد می‌باشد ولی در عمل از ۱۰۰ درصد کمتر است.

۲- در اتاق احتراق افت فشار مختصری وجود دارد. این افت فشار بسیار کم است و معمولاً از آن صرف‌نظر می‌شود.

۳- جرم گازی که از داخل توربین عبور میکند، $(1 + f)$ برابر جرم هوایی است که از داخل کمپرسور عبور می‌کند، که f نشان‌دهنده‌ی نسبت جرم سوخت به جرم هوا می‌باشد.

۴- گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق، کمی بیش‌تر از گرمای ویژه هوا می‌باشد. البته این فزونی به قدری کم است که گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق را می‌توان برای ساده

شدن مسأله هر جا که لازم باشد، با گرمای ویژه هوا مساوی فرض کرد یا گرم $T - S$

فرآیند ۱-۲ عبارتست از تراکم ایزنتروپیک

فرآیند ۱-۲ عبارتست از تراکم واقعی

فرآیند ۳-۴ عبارتست از انبساط ایزنتروپیک

فرآیند ۳-۴ عبارتست از انبساط واقعی

بازده کمپرسور برابر است با:

$$24) \eta_c = \frac{\text{کار تراکم اینترتروپیک}}{\text{کار تراکم واقعی}} = \frac{wc}{wca}$$

$$25) \eta_c = \frac{h'_r - h_r}{h_r - h_r} = \frac{Cp(T'_r - T_r)}{C_p(T_r - T_r)}$$

$$26) \eta_c = \frac{T'_r - T_r}{T_r - T_r}$$

بازده توربین عبارتست از:

$$27) \eta_t = \frac{\text{کار واقعی توربین}}{\text{کار اینترتروپیک توربین}} = \frac{Wta}{Wt}$$

کار توربین واقعی برابر است با:

$$28) W_{ta} = h_r - h'_t$$

اگر گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق (C_{pg}) و هوا با هم برابر فرض شوند، خواهیم داشت

$$29) W_{ta} = C_p(T_r - T'_t)$$

$$30) Wt = h_r - h'_t = C_p(T_r - T'_t)$$

بنابراین راندمان توربین برابر است با:

$$31) \eta_t = \frac{h_r - h'_t}{h_r - h'_t} = \frac{Cp(T_r - T'_t)}{C_p(T_r - T'_t)}$$

$$۳۲) \eta_t = \frac{T_r - T_\xi}{T_r - T'_\xi}$$

راندمان حرارتی سیکل به صورت زیر محاسبه می شود.

(۳۳-۱) کار مصرفی کمپرسور-کار واقعی توربین = W_{net} = کار خالص واقعی

$$۳۴) W_{net} = (1+f)(h_r - h_\xi) - (h_r - h_1)$$

که در آن f نسبت سوخت به هوا است. ضمناً این مقدار کار به ازاء 1 kg هوای مصرف شده

در کمپرسور به دست می آید.

حرارت افزوده شده به سیکل عملی برابر است با:

$$۳۵) Q_a = (1+f)h_r - h_r$$

بنابراین راندمان حرارتی سیکل برابر است با:

$$۳۶) \eta_{tha} = \frac{(1+f)(h_r - h_\xi)(h_r - h_1)}{(1+f)h_r - h_r}$$

$$۳۷) \eta_{tha} = \frac{(1+f)C_{pg}(T_r - T_\xi) - C_{pa}(T_r - T_1)}{(1+f)C_{pg}T_r - C_{pa}T_r}$$

که در آن C_{pg} گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق و C_{pa} گرمای ویژه هوا می باشد. اگر از

جرم سوخت در مقایسه با جرم هوای مصرف شده صرف نظر شود، خواهیم داشت:

$$۳۸) \eta_{tha} = \frac{(h_r - h_\xi)(h_r - h_1)}{h_r - h_r}$$

و اگر گرمای ویژه گاز حاصل از احتراق و هوا با هم برابر باشد، می تواند نوشت:

$$۳۹) \eta_{tha} = \frac{C_p(T_r - T_\xi) - C_p(T_r - T_1)}{C_p(T_r - T_r)}$$

$$۴۰) \eta_{tha} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

اگر به جای $T_3 - T_2$ و $T_2 - T_1$ مقدار آنها را از معادله (۱-۲۶) و (۱-۳۲) را در معادله (۱-۴۰) قرار دهیم خواهیم داشت:

$$۴۱) \eta_{tha} = \frac{\eta_t(T_3 - T_4) - (T_2' - T_1)}{T_3 - T_2}$$

و با توجه به تصحیح معادله (۱-۱۴) خواهیم داشت:

$$۱-۴۲) \frac{T_2'}{T_1} = \frac{T_2}{T_1'} = r_p^{(\lambda-1)/\gamma}$$

و با توجه به معادله (۱-۲۶) داریم:

$$۱-۴۳) T_2 = \frac{T_2' - T_1}{\eta_c} + T_1$$

و با فرض این که:

$$۱-۴۴) \alpha = r_p^{(\gamma-1)\gamma}$$

و نتیجتاً خواهیم داشت:

$$۱-۴۵) \eta_{tha} = \frac{\frac{T_2 \eta_t}{\alpha} - \frac{T_1}{\eta_c}}{T_3 - T_2} = \frac{\frac{T_2 \eta_t}{\alpha - 1} - \frac{T_1}{\eta_c}}{\eta_c}$$

۱-۶-نسبت فشار برای حداکثر کار خروجی در سیکل عملی توربین گاز

با توجه به می توان نوشت:

$$1-46) \frac{T'_r}{T_r} = \frac{T_r}{T'_i} = \left(\frac{P'_r}{P_r}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{P_r}{P'_i}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

کار واقعی کمپرسور برابر است با:

$$1-47) W_{ca} = (h_r - h_i) = \frac{(h'_r - h_i)}{\eta_c} = \frac{C_p(T'_r - T_i)}{\eta_c}$$

کار واقعی توربین برابر است با:

$$1-48) W_{ta} = (h_r - h_i) = (h_r - h'_i)\eta_t = C_p(T_r - T'_i)\eta_t$$

بنابراین کار خالص خروجی برابر است با:

$$1-49) W_{net,a} = C_p(T_r - T'_i)\eta_t - \frac{C_p(T'_r - T_i)}{\eta_c}$$

$$1-50) W_{net,a} = C_p\eta_t T_r \left(1 - \frac{T'_i}{T_r}\right) - \frac{C_p T_i}{\eta_c} \left(\frac{T'_r}{T_i} - 1\right)$$

بنابراین نسبت فشار برای حداکثر کار خروجی برابر است با:

$$1-51) (rp)_{opt} = (\eta_t \eta_c \frac{T_r}{T_i})^{1/(\gamma-1)}$$

۱۰-۱- نسبت فشار برای حداکثر راندمان حرارتی سیکل عملی

حرارت افزوده شده به سیکل برابر است با:

$$1-52) Q_a = C_p(T_r - T_i) \approx C_p(T_r - T'_i)$$

با توجه به معادله (۱-۴۱) راندمان حرارتی واقعی سیکل برابر است با:

$$1-53) \eta_{th,a} = \frac{\eta_r \frac{T_r}{T_1} \left(1 - \frac{T_2'}{T_r}\right) - \frac{\left(\frac{T_r}{T_2'} - 1\right)}{\eta_c}}{\left(\frac{T_r}{T_1} - \frac{T_r}{T_2'}\right)}$$

بنابراین نسبت فشار اپتیموم برای حداکثر راندمان حرارتی برابر است با:

$$1-54) (rp)_{opt} = \left| \frac{\frac{T_r}{T_1}}{1 + \sqrt{\left(\frac{T_r}{T_1} - 1\right) \left(\frac{1}{\eta_t \eta_c} - 1\right)}} \right|$$

دیاگرام تغییرات $(rp)_{opt}$ برای ماکزیمم شدن راندمان حرارتی سیکل عملی برای تون بر

حست حداکثر دمای سیکل به ازای مقادیر مختلف راندمان کمپرسور و توربین را با فرضیات

زیر نشان می دهد:

$$T_1 = 15^\circ C$$

$$\gamma = 1/4$$

شکل (۱۲-۱): تغییرات $(rp)_{opt}$ برای ماکزیمم شدن راندمان حرارتی سیکل عملی برای تون برحسب دمای حداکثر سیکل به ازای

مقادیر مختلف راندمان کمپرسور و توربین

با توجه به، با بالا رفتن حداکثر دمای سیکل و بالا رفتن راندمان کمپرسور و توربین، $(\eta)_{opt}$ هم افزایش می‌یابد. با زیاد شدن این نسبت فشار، حداکثر راندمان حرارتی سیکل نیز طبق معادله راندمان سیکل عملی افزایش می‌یابد.

نیز تغییرات راندمان حرارتی سیکل ساده توربین گاز بر حسب تغییرات نسب فشار برای دماهای مختلف ورودی به توربین را با فرضیات زیر نشان می‌دهد:

$$\eta_c = 95\%$$

$$\eta_t = 95\%$$

$$C_{pa} = 1005 \text{ J/kgK}$$

$$C_{pg} = 1089 \text{ J/kgK}$$

$$T_1 = 15^\circ \text{C}$$

$$M = 29 \text{ kg/kmol}$$

تغییرات راندمان حرارتی سیکل ساده توربین گاز بر حسب تغییرات نسبت فشار برای دماهای مختلف ورودی توربین

نشان می‌دهد که یک نسبت فشار اپتیموم وجود دارد که راندمان حرارتی در آن حداکثر می‌شود.

تغییرات راندمان حرارتی سیکل بر حسب نسبت فشار برای مقادیر مختلف راندمان توربین و کمپرسور با فرضیات زیر را نشان داده است.

$$T_1 = 15^\circ \text{C}$$

$$T_p = 81.0^\circ C$$

تغییرات (۱-۱۴): تغییرات راندمان حرارتی سیکل بر حسب نسبت فشار برای مقادیر مختلف راندمان کمپرسور و توربین

نشان می‌دهد که داندمان حرارتی در برابر تغییرات راندمان کمپرسور و توربین بسیار حساس است. منحنی خطچین راندمان حرارتی سیکل ساده ایده‌آل را نشان می‌دهد. وقتی راندمان توربین و کمپرسور زیاد شود راندمان حرارتی سیکل نیز زیاد می‌شود. به ازاء هر راندمان توربین و کمپرسور، یک نسبت فشار اپتیموم وجود دارد که به ازاء آن راندمان حرارتی سیکل حداکثر می‌شود. تغییرات راندمان حرارتی بر حسب نسبت فشار برای دماهای مختلف ورودی کمپرسور با فرضیات زیر را نشان می‌دهد.

دمای T_p بر حسب درجه کلون روی هر منحنی نوشته شده است.

$$T_p = 81.0^\circ C$$

$$\eta_c = 80\%$$

$$\eta_t = 80\%$$

نشان می‌دهد که با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، راندمان سیکل افزایش می‌یابد. هرچه انحنای منحنی‌ها کمتر شود، حد وسیع‌تر برای به‌ترین نسبت فشار وجود خواهد داشت.

فصل دوم

با توجه به احتیاج روزافزون برق، لازم می‌آید که به بررسی راهنمای افزایش قدرت خروجی توربینهای گاز بپردازیم.

مهمترین این روشها عبارتند از :

از بین روشهای ذکر شده برای افزایش قدرت خروجی توربینهای گازی ما به راهنمای ازدیاد این پارامتر به وسیله خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور خواهیم پرداخت:

۱- سیستم ذخیره سازی سرما (Thermal Energy Storage)

۲- سیستمهای خنک کننده تبخیری (E vaporative Cooling)

۳- سیستمهای خنک کننده برودتی (Refrigerated Coling)

۱- سیستمهای ذخیره سازی سرما

یکی از روشهای خنک کردن هوای ورودی توربین گاز، استفاده از یخ جهت ذخیره سازی سرما می باشد. این سیستمها به صورت پرودیک استفاده می شوند. بدین شکل که سرما (یخ) در ساعات غیر پیک ساخته می شود و در ساعات گرم روز که عموماً مقارن با پیک مصرف برق می باشد، برای خنک کردن هوای ورودی و در نتیجه افزایش ظرفیت توربین، از این سرمای ذخیره شده استفاده می شود.

در این روش، از تانکهای یخ (ice tank) که درجه حرارت آب خنک شده خروجی آنرا می توان در حدود ۴۵ تا ۵۰ درجه فارنهایت نگه داشت، استفاده می شود. آب خنک شده، در حین عبور از کویلها، هوای ورودی توربین را سرد و خود حدود ۱۰ درجه فارنهایت گرم می شود. البته مقدار دقیق این درجه حرارت، به وضعیت و تعداد کویلهایی بستگی دارد که در مسیر هوا قرار گرفته اند.

هزینه اولیه ذخیره سرما زیاد است اما مزایای عمده دیگر آن باعث شده است که استفاده از آن علاوه بر خنک کردن هوای ورودی توربینهای گازی، در سیستمهای تهویه منازل نیز رواج یابد.

در روش ذخیره سرما، از چیلرهای کمپرسوری استفاده می‌شود که قادرند سرمای زیر صفر ایجاد کنند و یخ تولید نمایند. به علت مصرف برق زیاد، این چیلرها در ساعات غیر پیک شبکه برق به کار گرفته شده، یخ تولید می‌نمایند و در ساعات پیک شبکه، سرمای تولیدی این یخ‌ها برای خنک کردن هوای ورودی توربین‌ها استفاده می‌شود.

مزایا:

- استفاده از کل ظرفیت توربین در تمامی ساعات
- امکان استفاده‌ی مجدد از آب استفاده شده برای تولید یخ
- از بین بردن قلّه پیک و داشتن ظرفیت کافی در هنگام پیک
- خلوص آب مصرفی برای تولید یخ مهم نمی‌باشد و از آب با سختی زیاد نیز می‌توان استفاده کرد، زیرا آب به علت داشتن سختی زیاد و عناصر محلول در درجه‌ی حرارت پایین‌تری یخ می‌زند که این امر باعث افزایش قابلیت سرد سازی می‌شود.

معایب:

- حجم تانک ذخیره‌ی یخ بسیار بزرگ می‌باشد.
- هزینه‌ی اولیه‌ی زیاد سیستم
- هزینه‌های راه‌بری و نگهداری مناسب سیستم
- سیستم برای استفاده از یخ در خنک‌سازی هوای ورودی به کمپرسور بسیار حجیم است.

۲- سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری:

در کلیه روش‌های تبخیری، از تبخیر آب که یک فرآیند طبیعی است برای خنک کردن استفاده می‌شود. هنگامی که آب می‌خواهد تغییر فاز دهد (تبخیر شود)، از محیط اطرافش گرما

می‌گیرد. به عنوان مثال هنگامی که یک پوند آب می‌خواهد تبخیر شود، حدود ۱۱۶۰ BTU گرما لازم دارد.

در سیستم‌های تبخیری، آب مورد نیاز جهت خنک کردن هوا، به طرق مختلفی در معرض تماس با هوا قرار گرفته، انرژی مورد نیاز جهت تبخیر را از هوای ورودی توربین می‌گیرد و آن را خنک می‌سازد.

قبل از تشریح بیشتر سیستم تبخیری، لازم است تا اصطلاحاتی را در این زمینه توضیح دهیم:
۱- دمای خشک Dry Bulb: درجه حرارتی است که توسط دماسنج و به روش معمول اندازه‌گیری می‌شود.

۲- دمای تر Wet Bulb: درجه حرارتی است که با توجه به میزان رطوبت نسبی هوا و در نتیجه قدرت تبخیرکنندگی آن اندازه‌گیری می‌شود.

۳- رطوبت نسبی Relative Humidity: نسبت وزن آب موجود در هوا به وزن آبی که هوا را در درجه حرارت ثابت، از نظر رطوبت اشباع کند را درصد رطوبت نسبی می‌گویند.

۴- راندمان اشباع Sat. eff: راندمان سیستم خنک‌کننده در نزدیک کردن درجه حرارت خشک به درجه حرارت تر محیط را راندمان اشباع می‌گویند. به عنوان مثال اگر بتوان توسط یک سیستم خنک‌کننده، درجه حرارت خشک محیط را به درجه حرارت تر تقلیل داد، راندمان اشباع ۱۰۰٪ است.

سیستم‌های تبخیری جهت خنک کردن هوای ورودی توربین‌ها خود به سه دسته تقسیم می‌شوند که به تفصیل مورد بررسی قرار خواهند گرفت،

۱-۲- سیستم Air Washer

در این روش حجم زیادی آب توسط پمپ‌های با دبی بالا، از طریق یک سری نازل‌هایی که در یک شبکه منظم درون اتاق Air Washer قرار گرفته‌اند، به روی هوای ورودی پاشیده می‌شوند و در نتیجه به واسطه خاصیت تبخیر آب (که یک فرآیند گرماگیر است) هوای ورودی را خنک می‌کنند. شماتیک ساده یک Air Washer که جهت خنک کردن هوای ورودی یک توربین گاز استفاده شده است، در شکل (۲) نمایش داده شده است.

این روش آب با کیفیت بسیار بالا نیاز ندارد، بلکه تنها باید ذرات ریز را از آب در گردش سیستم حذف کرد تا احتمال گرفتن نازل‌ها از بین برود.

عملکرد این سیستم به رطوبت هوای محیط وابسته است به طوری که هر چه محیط خشک‌تر باشد، قابلیت خنک‌کنندگی آن که بستگی به تفاوت درجه حرارت

DB و WB دارد، بیش‌تر می‌گردد. در هر حال معمولاً رطوبت نسبی تا حدود ۹۵٪ می‌تواند افزایش یابد و نه بیش‌تر.

محفظه Air Washer را هم درون و هم بیرون اتاق فیلتر می‌توان قرار داد. البته در بعضی سایت‌های خاص، امکان دارد فضای موجود درون اتاق فیلتر، برای نصب Air Washer کافی نباشد و به ناچار باید آن‌را در بیرون و جلوی فیلترها قرار داد.

نصب اتاق Air Washer در بیرون اتاق فیلتر، مزایا و معایبی به دنبال دارد که در این‌جا به آن‌ها اشاره می‌شود. اگر اتاق Air Washer در بیرون اتاق فیلتر قرار گیرد، به علت این‌که پاشش آب و عبور هوا از درون آن باعث شسته شدن هوای ورودی می‌شود، وظیفه فیلترها را سبک‌تر می‌کند. به عبارت دیگر می‌تواند عمر فیلترها یا دوره تعویض آن‌ها را افزایش دهد. هم‌چنین نصب

Air Washer قبل از فیلترها ، می تواند هرگونه احتمال ورود قطره آب به داخل کمپرسور را حذف کند زیرا هرچند قطره گیرها (Eliminator) طوری طراحی و ساخته می شوند که تمام قطرات خروجی از اتاق را می گیرند، ولی در هر حال با فرض عبور مقداری قطره آب از میان قطره گیرها ، فیلترهای Inertial هوا، باعث به دام افتادن قطعی آن ها می شوند.

تنها عیبی که می توان برای قراردادن Air Washer ، قبل از محفظه اتاق فیلتر برشمرد، امکان گرفتگی نازل های پاشش آب است. زیرا همان طور که قبلاً بیان شد ، گرد و خاک هوای عبوری ، شسته شده و درون تشک Air Washer ریخته می شود و توسط پمپ ها، مجدداً در سیکل به گردش درآمده و از نازل ها عبور می کنند که در صورت درشت بودن ، این آلودگی ها می توانند باعث گرفتگی نازل ها شوند.

در صورت قرار گرفتن Air Washer درون اتاق فیلتر، امکان خروج قطرات آب از Air Washer و ورود آن ها به درون کمپرسور افزایش می یابد. هرچند که قطره گیرهای تعبیه شده در قسمت انتهایی Air Washer باید تمام قطرات آب خروجی را بگیرند. در هر حال قراردادن A . W . بین پیش فیلتر و بک فیلتر بهترین راه حل می باشد که کاملاً مشابه کارکرد توربین در یک فصل بارانی می باشد.

میزان افت فشار مسئله دیگری است که در طراحی سیستم خنک کننده باید به آن توجه کرد. برای کاهش میزان افت فشار ایجاد توسط Air Washer می توان شبکه نازل ها را طوری طراحی کرد که به جای این که در خلاف جهت یکدیگر ، عمل پاشش آب را انجام دهند (opposite flow)، در یک جهت آب را به درون هوا بپاشند (paralel flow) . البته تمهیدات لازم باید اندیشیده شود تا در حالت (paralel flow) ، راندمان اشباع دستگاه کاهش نیابد زیرا در صورتی که پاشش نازل ها در یک جهت باشد، هوای ورودی فرصت کمتری خواهد داشت تا خنک شود. به عنوان یک مثال، افت فشار حاصل از محفزه Air Washer ، هنگامی که نازل ها

در یک جهت عمل پاشیدن آب را انجام می دهند، حدود ۱۴ میلیمتر آب و هنگامی که در خلاف جهت یکدیگر آب را می پاشند، حدود ۲۰ میلیمتر آب است.

مزایا:

- مصرف انرژی الکتریکی نسبتاً کم سیستم
- عملیات نگهداری پیچیده و طولانی نیست

معایب:

- موجود بودن فضای کافی در جلوی اتاق فیلتر توربین جهت نصب سیستم

Air Washer

- امکان تهیه آب مناسب برای سیستم برای جلوگیری از گرفتگی در نازلها
- ارتفاع اتاق فیلتر توربین از سطح زمین
- این سیستم برای مناطق مرطوب مناسب نمی باشد
- افت فشار سیستم (حدود H_2O ۰.۶)

۲-۲- سیستم خنک کننده Media

این سیستم یکی دیگر از روش های خنک کردن هوای ورودی توربین گاز می باشد و عموماً از یک سری سلول های فایبرگلاس تشکیل می شود (شبیه شانه عسل). با پاشیدن آب روی این سلول ها و مرطوب کردن آنها، می توان از روش تبخیر سطحی آب ، خنکی ایجاد کرد. می دانیم

هرچه سطوح تماس آب و هوا زیادترباشد، تبخیر سطحی سریعتر و بیشتر صورت خواهد گرفت. انتخاب این سلولها به صورت مارپیچ و به صورت شانه عسل، دقیقاً به منظور افزایش سطح تماس آب و هوا صورت گرفته است.

حداکثر راندمان اشباعی که می تواند توسط این سیستم ایجاد شود، ۹۰٪ می باشد. سلولهای Media را هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر می توان قرار داد. چنانچه سیستم خنک کننده Media، در خارج اتاق فیلتر قرار گیرد، خاصیت شویندگی هوا را برعهده خواهد داشت و بنابراین هوای تمیزتری از فیلترها عبور کرده و باعث افزایش عمر فیلترها می گردد. در عوض شستشوی سلولهای Media و همچنین تعویض آنها، باید سریعتر انجام گیرد. در هر حال باید توجه داشت که غالباً این سیستم در داخل اتاق فیلتر نصب می گردد.

خطر ورود قطرات آب و همچنین اشیاء خارجی به داخل کمپرسور در صورت استفاده از سیستم Media و نصب آن در خارج از اتاق فیلتر، کاهش می یابد. زیرا اولاً نازل های پاشش آب به تعداد کم هستند و فشار کارکرد آنها نیز کم است و ثانیاً به علت این که فشار پاشش زیاد نیست، قطره آب وجود ندارد و تنها سطوحی از آب درون سلولهای Media تشکیل می شود.

یکی از معایب عمده سیستم خنک کننده Media، افت فشار آن است. زیرا این سیستم نسبت به سایر سیستمهای تبخیری، افت فشار بیشتری در هوای ورودی توربین ایجاد می کند. به این ترتیب که سیستم خنک کننده Media حدود یک اینچ آب افت فشار در هوای ورودی توربین ایجاد می کند که در طراحیها باید سعی شود هر چقدر که امکان دارد، میزان این افت فشار، کاهش یابد.

یکی دیگر از معایب این سیستم ایجاد تغییر ساختار نسبتاً زیاد در اتاق فیلتر و یا داکت خروجی هواست. علت این امر این است که جهت رسیدن به راندمان اشباع زیاد، سرعت عبور هوا

کاهش داده شده و به مقدار مورد نظر می‌رسد. این گسترش فضا یا تغییر ساختار علاوه بر افزایش هزینه، زمان انجام کار را نیز طولانی می‌کند.

مزایا: ۱ - ۴- هزینه و زمان راه‌اندازی سیستم نسبتاً کم می‌باشد

۱- فضای اشغال شده توسط این سیستم از Air Washer کمتر است. پس در صورت نصب در

بیرون اتاق فیلتر، در جاهایی استفاده می‌شود که فضای

کمتری در جلوی اتاق فیلتر در دسترس است.

معایب:

۲- صرفاً در مناطق خشک بکار برده می‌شود زیرا وابستگی شدیدی به رطوبت نسبی دارد.

۳- افت فشار این سیستم از سیستم‌های دیگر نسبتاً زیادتر است.

۴- مصرف برق این سیستم کم است (به علت عدم نیاز به پاشش آب با فشار زیاد)

۵- آب با کیفیت بالا مورد نیاز نیست ولی در هر حال، مصرف آب مقطر ترجیح دارد.

۶- عملیات نگهداری زیادی لازم دارد (تعویض سلول‌ها بصورت دوره‌ای)

۷- هزینه نصب سیستم نسبت به سایر سیستم‌های تبخیری بیش‌تر است.

۸- تغییر ساختار اتاق فیلتر برای نصب این سیستم زیاد است.

۲-۲- سیستم فشار قوی (High Pressure Fogging)

در این روش، آب مورد نیاز جهت خک کردن هوای ورودی به صورت قطرات بسیار ریز (مثل

ذرات مه) به درون هوای ورودی توربین پاشیده می‌شود. این قطرات به علت ریز بودن، سریعاً

گرمای نهان تبخیر خود را از هوا اخذ کرده و تبخیر می‌شوند و از طرف دیگر هوای عبوری که

گرما از دست داده‌است، خنک می‌گردد.

مقدار آبی که برای ایجاد سرما توسط سیستم Fog لازم است، برای شرایط حداکثر گرما محاسبه می‌شود (با در نظر گرفتن درجه حرارت تر متناظر با آن).

سیستم Fog هم در توربین‌های بارپایه و هم بار پیک کاربرد دارد. در اکثر موارد عمل‌کرد بهینه توربین در صورتی بدست خواهد آمد که نازل‌ها، پس از فیلترهای هوا و قبل از Silencer ها قرار گیرند. این طریقه نصب عموماً نیاز به یک تا دو روز خواب توربین دارد و احتیاجی به تغییر ساختار اتاق فیلتر و یا اطراف آن ندارد.

در حالتی که نازل‌ها پس از فیلترهای هوا و درون اتاق فیلتر قرار می‌گیرند، دقت ویژه‌ای در کنترل اندازه قطره‌ها باید صورت گیرد. زیرا قطرات تولید شده مه، فرصت کوتاهی برای تبخیر شدن دارند. بنابراین باید به اندازه‌ای ریز باشند که در این فاصله حتماً تبخیر شوند. همچنین برای کاهش احتمال ورود اشیاء خارجی به کمپرسور، شبکه فشار قوی نازل‌ها باید دارای ساختار محکمی باشد.

میزان افت فشار سیستم فشار قوی Fog، از سایر روش‌های خنک کننده کمتر است و یکی از مزایای عمده این سیستم به‌شمار می‌رود. زیرا عملاً این سیستم محفظه جداگانه‌ای ندارد و همچنین به علت خروج مه با سرعت زیاد از درون نازل‌ها، مقاومت چندانی در برابر عبور هوای ورودی ایجاد نمی‌شود.

برای تولید قطرات ریزمه، از نازل‌های پاشش آب مخصوصی استفاده می‌کنند. زمانی که آب با فشار زیاد از این نازل‌ها عبور می‌کند، قطرات بسیار ریزی تولید می‌شود که قطرات سریعاً تبخیر شوند. چون پره‌های کمپرسور مستقیماً در معرض هوای مرطوب قرار می‌گیرند، آب مصرفی در سیستم Fog عموماً آب مقطر با کیفیت از پیش تعیین شده است. سه نکته مهمی که در طراحی یک سیستم Fog باید همواره در نظر قرار گیرند، عبارتند از :

- فشار عملکرد سیستم
 - نوع نازلها و مشخصه قطرات آنها
 - جایگذاری مناسب نازلها در مسیر هوای عبوری توربین
- فشار عمل کردی سیستم معمولاً بین ۷۰ تا ۲۰۰ بار انتخاب می شود که این فشار توسط پمپهای پیستونی فشار قوی ایجاد می گردد.
- به علت بالابودن فشار، تمام قسمت های تحت فشار سیستم باید با دقت کامل طراحی شده و تمهیدات لازم برای پایدار کردن قسمت فشار قوی و جلوگیری از ایجاد لرزش در قسمت های مختلف آن اندیشیده شود. به علت استفاده از آب مقطر، لوله های قسمت فشار قوی علاوه بر آن که باید تحمل فشار بالا را داشته باشند باید از جنس استینلس استیل انتخاب شوند.
- نوع نازل های مورد استفاده در سیستم Fog جهت بهبود راندمان سیستم دارای اهمیت ویژه ای می باشد. به علت استفاده از آب مقطر، جنس نازل ها باید استینلس استیل باشد. به خاطر وجود فشار بالا، جهت جلوگیری از سائیدگی سوراخ نازل و بزرگ تر شدن آن به مرور زمان، اخیراً شرکت هایی اقدام به ارائه نازل هایی با جنس بدنه استنلس استیل و سوراخ از جنس یاقوت (Rubby Orifice) کرده اند.
- طراحی مراحل مختلف خنک کنندگی توربین و چیدمان نازلها در مسیر هوای ورودی از دیگر عوامل مهمی هستند که در بالا بردن راندمان اشباع سیستم و همچنین شکل اتاق هوای ورودی توربین، باید مورد طراحی نهایی قرار گیرند.
- توزیع نازلها جلوی دریچه وردی هوا وابستگی به شکل اتاق هوای ورودی توربین دارد و باید دقیقاً مورد مطالع قرار گیرد.
- مزایا:
- راندمان اشباع بالا حتی تا ۱۰۰٪

www.kandooon.com

- ایجاد افت فشار کم در مسیر هوای ورودی توربین

- ایجاد کمترین ساختار در اتاق فیلتر

- داشتن هزینه‌ی راه‌اندازی کم این سیستم

- بازگشت سریع سرمایه

- حداقل بودن زمان نصب سیستم

معایب :

- این روش تنها در مناطقی عملکرد خوبی دارد که رطوبت هوا بسیار کم باشد.

- آب مصرفی قابل بازیافت نمی‌باشد و لذا آب زیادی مصرف می‌کند

- آب مصرفی در این روش باید کیفیت بسیار بالایی برخوردار باشد (به خاطر نگهداری از

نازل‌ها و جلوگیری از ورود ذرات ریز به کمپرسور)

- درجه‌ی حرارت هوای خروجی دقیقاً قابل کنترل نمی‌باشد

- دشواری در انتخاب ، نصب و تنظیم دوره‌ای نازل‌ها

سیستم‌های خنک‌کننده‌ی برودتی (چیلری)

در این سیستم‌های از آب سرد ایجاد شده توسط چیلر جهت خنک‌کردن هوای ورودی

کمپرسور استفاده می‌شود. برای این منظور آب سرد را از درون کویل‌های که جهت انتقال

حرارت، در مسیر هوای ورودی قرار گرفته‌اند، عبور می‌دهند و بدین‌وسیله هوا را خنک می‌کنند.

سیستم‌های چیلری برطبق این که آب سرد خروجی از آن‌ها چگونه و با چه سیکلی تولید

می‌شود، به دو دسته عمده تقسیم می‌شوند. که در ذیل به تفصیل تشریح خواهند شد.

www.kandooon.com

۳-۱- چیلرهای تراکمی

در این روش با استفاده از کمپرسور و گازهای مبرد (refrigerant)

نظیر آمونیاک و لوازم جانبی دیگر، به کمک یک سیکل ترمودینامیکی، سرمای لازم را ایجاد می‌کنند. شماتیک ساده یک سیستم تراکمی نمایش داده شده است. کمپرسور، گاز مبرد را فشرده می‌کند که در نتیجه این فشرده سازی، گاز گرم می‌شود. سپس گاز گرم شده را به چگالنده) می‌فرستند تا در آن جا گرمایش گرفته شده و خنک گردد که در نتیجه این عمل، به مایع تبدیل می‌شود. آن گاه این مایع مبرد را بطور ناگهانی منبسط می‌کنند که در نتیجه، افت فشار خواهیم داشت و مایع مبرد در خلاء نسبی، به سرعت تبخیر می‌شود و گرمای مورد نیاز جهت تبخیر را از آب در گردش سیستم گرفته، آن را خنک می‌کند.

در قسمت چگالنده، گاز مبرد گرم بوسیله آب سرد، دمایش پائین می‌آید و مایع می‌شود. خود این آب، باید در برج خنک کن در نتیجه تماس با هوا، مجدداً خنک شود. به همین دلیل برج خنک کن، یکی از بخش‌های مهم این سیستم می‌باشد و از نظر هزینه نیز بخش قابل توجهی را به خود اختصاص می‌دهد.

تبادل حرارت، بین مایع مبرد و آب در گردش سیستم، هنگامی که مایع مبرد می‌خواهد تبخیر شود، در بخشی بنام Evaporator صورت می‌گیرد که خود انواع مختلف دارد. از معروفترین آن‌ها، سیستم می‌باشد که در آن یک سری لوله‌هایی (tubes) درون یک محفظه (shell) قرار گرفته‌اند. آب را از درون این لوله‌ها عبور می‌دهند در حالی که مایع مبرد از پائین محفظه، وارد آن می‌شود. به علت فشار کم درون محفظه، مایع مبرد به بخار تبدیل می‌شود که در نتیجه، گرمای مورد نیاز تبخیر را از آب عبوری لوله‌ها می‌گیرد و آن‌ها را خنک می‌کند، ماده مبرد که

اکنون بصورت بخار درآمده است از دریچه‌ای که در بالای محفظه تعبیه شده است به سمت کمپرسور جریان می‌یابد.

در قسمت بالای محفظه و در خارج آن، یک جداکننده قرار می‌دهند تا آن قسمت از ماده مبرد را که هنوز بصورت مایع است از بخاری که به سمت لوله مکش کمپرسور می‌رود، جدا کنند.

سیستم‌های معمولاً ۴ تا ۸ مسیر برای عبور آب دارند. هرچه تعداد این مسیرها بیشتر باشد، تلفات اصطکاک آب با بدنه لوله‌ها بیشتر بوده و توان الکتریکی بیشتری برای پمپ کردن آب از درون لوله‌ها لازم خواهد بود. به همین خاطر مصرف برق این سیستم نسبتاً زیاد است. به‌عنوان یک قاعده تجربی، برای ایجاد هر تن سرما توسط سیستم کمپرسوری، حدود LKW برق مورد نیاز است و چون عموماً تناژ برودتی برای خنک کردن هوای ورودی توربین نسبتاً زیاد است، مصرف برق سیستم زیاد خواهد بود.

کویل‌های خنک‌کننده هوای ورودی را، هم در بیرون اتاقو هم درون آن می‌توان قرار داد. اگر فضای کافی درون اتاق فیلتر موجود باشد، عموماً سعی می‌شود که این کویل‌ها، درون اتاق فیلتر و پس از فیلترها قرار گیرد تا گرد و خاک هوای ورودی توسط فیلترها گرفته شده و روی کویل‌ها ننشینند و باعث کثیف شدن و هم‌چنین افزایش افت فشار آن‌ها نگردد.

بعلاوه میزان افت فشار ایجاد شده توسط سیستم خنک‌کننده مسئله مهمی هنگام طراحی آن می‌باشد زیرا افت فشار ایجاد شده در هوای ورودی به توربین، باعث افت ظرفیت توربین خواهد شد. به‌عنوان یک قاعده تجربی، هر ۱۰۰ میلی‌متر آب افت فشار ورودی توربین، حدود ۱٪ ظرفیت آن را تقلیل خواهد داد.

از آن‌جا که سیستم‌های چیلری از کویل‌های سرمایشی جهت خنک کردن هوای ورودی توربین استفاده می‌کنند، قرار دادن این کویل‌ها در جلوی اتاق فیلتر، باعث ایجاد افت فشار می‌شود.

میزان این افت فشار را به طور تقریبی می توان بصورت زیر در نظر گرفت : اگر کویل ها را در جلوی اتاق توربین بصورت ۴ ردیفه در نظر بگیریم، میزان افت فشار هوای ورودی توربین، بسته به سرعت هوای ورودی، بین ۱۶ تا ۲۳ میلیمتر آب خواهد بود که میزان افت ظرفیت توربین در اثر این افت فشار، بین ۱۶٪ تا ۲۳٪ میلی متر آب خواهد بود که میزان افت ظرفیت توربین در اثر این افت فشار، بین ۱۶٪ تا ۲۳٪ خواهد بود.

از پارامترهای مهم سیستم تراکمی، هزینه بسیار بالای آن می باشد. زیرا تجهیزات سیستم اغلب گران هستند و لوازم جانبی نسبتاً زیادی می خواهد. به عنوان مثال برج خنک کن که یکی از اجزای جانبی اما ضروری سیستم است، هزینه زیادی دارد. مصرف برق زیاد سیستم نیز زیاد سیستمفاکتور مهم دیگری در هنگام انتخاب این سیستم می باشد.

همان طور که قبلاً گفته شد، در برج خنک کن این سیستم ها، با استفاده از تبخیر آب، آب قسمت چگالنده را خنک می کنند. بنابراین مصرف آب سیستم های چیلری، عمدتاً در برج خنک کن رخ می دهد. برای سایت هایی که مشکل کمبود آب وجود دارد، می توان این برج خنک کن را از نوع خشک انتخاب کرد تا بتوان مصرف آب را به طور قابل ملاحظه ای کاهش داد. در برج ها خنک کن خشک، به جای تبخیر آب، آب را از کویل هایی عبور می دهند که عبور هوا از سطوح این کویل ها، باعث خنک کردن آن ها می شود. عیب عمده برج های خنک کن خشک، هزینه بالاتر آن نسبت به نوع مرطوب می باشد.

چیلرهای کمپرسوری، دارای تکنولوژی شناخته شده ای هستند و به همین خاطر تمام مسائل آن ها شناخته شده و قابل حل است. اما عملیات راهبردی و نگهداری نسبتاً زیادی دارند و به همین دلیل هزینه نگهداری آن ها زیاد است. یکی از مزایای استفاده از آن ها، فراوانی قطعات یدکی و آشنایی تعمیر کاران با آن ها می باشد.

مزایا :

۱- ایجاد خطر کم تر برای کمپرسور و توربین از نظر ورود اشیاء خارجی

۲- قابلیت نصب کوپل ها هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر

۳- تکنولوژی شناخته شده

۴- داشتن قطعات یدکی و سادگی تعمیرات

معایب :

۱- هزینه نگهداری زیاد

۲- هزینه نصب و راه اندازی زیاد

۳- افت فشار قابل ملاحظه سیستم

۴- مصرف برق نسبتاً زیاد سیستم

۳ - ۲ :

چیلر جذبی :

آخرین روش خنک کاری هوای ورودی به وسیله چیلر جذبی می باشد. در این سیستم با استفاده

از خاصیت فشار جزئی برخی مایعات که بواسطه آن، میل به جذب در ماده

دیگر را دارند، برودت ساخته می شود. ماده جاذب را absorbant و ماده مبرد را refrigerant

گویند.

در فصل آینده با ساختار این سیستم به طور مشروح بیان خواهد شد.

هدف نهایی از ایجاد سیستم سرمایش هوای ورودی افزایش قدرت خالص خروجی توربین گاز

است. این دستگاه ها که معمولاً برای تولید الکتریسته در ساعات پیک مطلوب می باشد (به علت

زمان کوتاه راه‌اندازی و انعطاف در عملکرد (در مناطق گرم از عملکرد خوبی برخوردار نیستند ، چرا که در این مناطق نمی‌توانند بیش‌ترین تقاضای در گرم‌ترین ساعات روز را تأمین نمایند. هم‌چنین این کاهش تولید الکتریسیته عملاً سبب می‌شود که قسمتی از ظرفیت سرمایه‌گذاری شده بهره‌برداری شود.

در مناطقی مانند جزیره‌ی کیش (این پروژه برای آن محل انجام خواهد شد) که از مزایای شبکه سراسری برق برخوردار نیستند ، توربین‌های گازی در تمام مدت مدت شبانه روز مشغول به کار هستند به کار هستند ، که به‌علت گرم و مرطوب بودن هوا در این منطقه بخش قابل توجهی از ظرفیت تولید آن‌ها غیر قابل استفاده شده است.

این‌که با چه مقدار کاهش دمای هوای ورودی می‌توان چه میزان افزایش قدرت خروجی را باعث شد، بستگی به نوع و تیپ توربین گاز مورد استفاده دارد. به عبارت دیگر در این‌گونه موارد باید موضوعی با مسائل برخورد شود. در این پروژه نیروگاه کیش مورد بررسی قرار گرفته است.

۴-۱- مشخصات فنی توربین گاز جزیره‌ی کیش

نیروگاه گازی جزیره‌ی کیش شامل

۲ واحد ۳۷ مگاواتی فریم ۶ ، ساخت کارخانه‌ی آلستوم می‌باشد. قدرت اسمی هر واحد در حالت پایه ۳۷/۵۲ مگاوات و در حالت پیک حدود ۴۵/۶ مگاوات است. دور محور توربین RPM ۵۱۳۵ و فرکانس آن ۵۰ هرتز می‌باشد.

هر واحد دارای ۱۰ اتاق احتراق بوده و سوخت مصرفی توربین‌ها گازوئیل می‌باشد.

سایر مشخصات توربین‌های گازی جزیره کیش در بار نامی که بر اساس مشخصات فنی توربین‌های گازی شرکت آلستوم به‌دست آمده است به شرح زیر می‌باشد (شرایط استاندارد) :

www.kandooon.com

نوع کمپرسور = محوری

نوع توربین = عکس‌العملی

تعداد مراحل کمپرسور = ۱۷ مرحله

تعداد مراحل توربین = ۳ مرحله

نسبت فشار کمپرسور = ۱۱/۷

درجه حرارت هوای ورودی به کمپرسور = 15°C

فشار هوای ورودی به کمپرسور = ۱۰۰۳ mbar

دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور = ۵۹۵۴۰۰ kg/h

راندمان ایزنتروپیک کمپرسور = ۹۰/۵۸٪

دبی جرمی سوخت = ۲/۵۸ kg/s

درجه حرارت ورودی به توربین = 1104°C

درجه حرارت خروجی از توربین = 541°C

دبی محصولات احتراق خروجی = ۱۴۰ kg/s

راندمان ایزنتروپیک توربین = ۸۱/۳٪

نسبت سوخت به هوا = ۲٪

تولید خالص در خروجی از ژنراتور = ۳۷/۲۹ MW

راندمان خالص بر مبنای مرجع ارزش حرارتی پائین سوخت (L.H.V) = ۳۰/۸۹٪

راندمان ناخالص بر مبنای ارزش حرارتی پائین سوخت (L.H.V) و تولید ناخالص ژنراتور =

۳۱/۱٪

تولید ناخالص ژنراتور (به‌علاوه مصرف داخلی) = ۳۷/۴۹ MW

www.kandooon.com

۴-۱-۱- منحنی عملکرد توربین گاز جزیره‌ی کیش

شکل (۴-۱) نحوه عملکرد توربین گاز فریم ۶ مدل PG۶۵۴۱B را به ازای درجه حرارت‌های

مختلف نشان می‌دهد :

جهت تعیین عملکرد واقعی ماشین به صورت تابعی از درجه حرارت محیط، معادلات مدل شده

از شکل (۴-۱) به شرح زیر به دست آمده است :

$$P = 110 / 40.49 - 0 / 693 T_{amb} \quad (1-4) \quad (\text{نرخ قدرت خروجی } \%)$$

$$Q = 107 / 941 - 0 / 5294 T_{amb} \quad (2-4) \quad (\text{نرخ قدرت ورودی } \%)$$

$$m_{exh} = 106 / 429 - 0 / 4286 T_{amb} \quad (3-4) \quad (\text{نرخ جریان خروجی } \%)$$

همان‌طور که در شکل مشخص شده است هم‌زمان با افزایش دمای هوای ورودی ، کاهش در

قدرت خروجی مشاهده می‌شود. مطابق معادله‌ی (۴-۱) افزایش هر یک درجه‌ی سانتی‌گراد

دمای هوای ورودی نسبت به شرایط استاندارد (۱۵°C) ، باعث کاهش ۰/۶۹٪ در قدرت خالص

خروجی می‌گردد.

به‌عنوان مثال اگر توربین گاز ذکر شده در جزیره‌ی کیش که دمای هوا در ماه‌های گرم سال به

۴۰°C نیز می‌رسد کار کند، تا ۱۷٪ از قدرت خروجی آن کاسته خواهد شد، که این مقدار برای

توربین گازی ۳۷/۵ مگاواتی در حدود ۶ مگاوات خواهد بود که نتیجه‌ی آن کاهش در ظرفیت

تولید در حالت پیک و کاهش سود انرژی است.

جهت فائق آمدن به این مشکلات توصیه می‌شود هوای ورودی به کمپرسور توسط یک چیلر

جذبی سرد شود.

۴-۲- تأثیر سرمایش هوا بر روی کمپرسور توربین گاز

همان‌طور که از مباحث قبلی مشاهده گردید، سیال عامل در سیکل توربین‌های گازی هواست . با پائین آوردن دمای هوای ورودی به کمپرسور، دبی جرمی آن نیز افزایش پیدا می‌کند و بالطبع بروی کار کمپرسور نیز تأثیر می‌گذارد. همچنین درجه حرارت خروجی از کمپرسور، شرایط کارکرد و نسبت فشار نیز عواملی هستند که با سرمایش هوا در ارتباط می‌باشند. در این بخش به بررسی این عوامل بروی کمپرسور پرداخته می‌شود.

۴-۲-۱- دمای خروجی از کمپرسور

با توجه به شکل (۷-۱) و رابطه‌ی (۱۲-۱) می‌توان استنباط کرد با کاهش دمای هوای ورودی ، دمای خروجی از کمپرسور (ورودی به اتاق احتراق) نیز کاهش خواهد یافت. با آزمایش‌های به‌عمل آمده بر روی توربین گاز جزیره کیش میزان میزان دمای خروجی از کمپرسور در بارها و دماهای ورودی متفاوت در شکل (۴-۲) نشان داده شده است:

دمای محیط °C	۶	۱۹	۳۵	۴۵
دمای خروجی از کمپرسور (°C) در بار ٪۲۵	۸۱/۳	۹۸/۴۴	۱۲۰	۱۳۵/۱۷
٪۵۰	۱۸۱/۲	۱۹۵/۲۳	۲۱۱/۵	۲۲۳/۵
٪۷۵	۳۰۳/۵۲	۳۱۲	۳۲۱/۶۴	۳۲۸
٪۱۰۰	۳۳۲	۳۴۷	۳۶۴	۳۷۱/۵

جدول (۴-۱) تغییرات دمای خروجی از کمپرسور در بارها و دماهای ورودی به کمپرسور متفاوت

۴-۲-۲- کار کمپرسور

معمولاً در محاسبات مربوط به کار کمپرسور از درجه حرارت خشک استفاده می‌شود، در صورتی که با افزایش رطوبت هوا، حرارت مخصوص آن نیز تغییر می‌کند و در نتیجه مقدار

کمیت محاسبه شده نیز دچار تغییرات می شود. بدین جهت برای محاسبه ی کار کمپرسور از تغییر انتالیی هوای ورودی و خروجی مطابق رابطه ی (۴-۴) استفاده می نمائیم.

$$\Delta h = \int_1^2 C_{pm}(T) dT$$

حرارت مخصوص مخلوط هوا (C_{pm}) خود از دو قسمت یعنی حرارت مخصوص هوا و بخار تشکیل شده است.

$$C_{pm} = C_{pa} + \omega \times C_{ps}$$

$$C_{pa} = [28/11 + 0.01967T + 0.4802 \times 10^{-6} T^2 - 1/966 \times 10^{-9} T^3] / 28/97$$

که در رابطه ی (۴-۶) ، $28/97$ جرم مولکولی هوای خشک می باشد.

همچنین حرارت مخصوص بخار عبارت است از :

$$C_{ps} = [32/24 + 0.01923T + 1/0.55 \times 10^{-6} T^2 - 4/187 \times 10^{-9} T^3] / 18/0.15$$

که در رابطه ی (۴-۷) ، $18/0.15$ جرم مولکولی بخار آب می باشد.

نسبت رطوبت (ω) عبارت است از :

$$\omega = 1.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (۴-۸)$$

در رابطه ی (۴-۸) فشار جزئی هوا (P_a) برابر است با :

$$P_a = P_{ATM} - P_v \quad (۴-۹)$$

فشار جزئی بخار (P_v) نیز از رابطه ی (۴-۱۰) بدست می آید.

$$P_v = \phi P_g \quad (۴-۱۰)$$

برای محاسبه ی دمای خروجی از کمپرسور از روابط (۴-۱۱) و (۴-۱۲) استفاده می شود.

$$T_{vs} = T_1 (r_p)^{\gamma-1/\gamma} \quad (۴-۱۱)$$

$$T_v = \frac{T_{vs}}{\eta_{is}} + T_v \left(1 - \frac{1}{\eta_{is}}\right) \quad (4-12)$$

به علت این که نسبت فشار و راندمان کمپرسور تابعی از بار و درجه حرارت ورودی به کمپرسور هستند، با اطلاعات موجود نمی‌تون مقدار دقیق آن‌ها و در نتیجه حرارت خروجی از کمپرسور را بدست آورد. بدین جهت از درجه حرارت‌های اندازه‌گیری شده بروی توربین گاز که در جدول (۴-۱) آورده شده استفاده گردیده است.

جدول (۴-۲) تغییرات کار مصرفی کمپرسور را به ازای رطوبت نسبی و درجه حرارت ورود به کمپرسور مختلف نشان می‌دهد.

رطوبت نسبی %	۴۰	۴۰	۵۰	۶۰	۷۰	۸۰	۹۰	۹۵
کار خروجی کمپرسور (KW) در دمای محیط (°C) ۶	۴۶۶۹۳	۴۶۷۴۳	۴۶۷۹۴	۴۶۸۴۴	۴۶۸۹۵	۴۶۹۴۵	۴۶۹۹۶	۴۷۰۲۲
۱۵°C	۴۵۳۴۹	۴۵۴۳۷	۴۵۵۲۴	۴۵۶۱۵	۴۵۷۰۴	۴۵۷۹۵	۴۵۸۸۵	۴۶۰۹۳۰
۱۹°C	۴۴۷۶۹	۴۴۸۸۳	۴۴۸۶۶	۴۵۱۱۲	۴۵۲۲۷	۴۵۳۴۳	۴۵۴۵۹	۴۵۵۱۸
۳۵°C	۴۲۳۵۵	۴۲۶۳۲	۴۲۹۱۳	۴۳۱۹۷	۴۳۴۸۴	۴۳۷۷۴	۴۴۰۶۸	۴۴۲۱۷
۴۵°C	۴۰۵۲۲	۴۰۹۸۲	۴۱۴۵۰	۴۱۹۲۸	۴۲۴۱۶	۴۲۹۱۳	۴۳۴۲۱	۴۳۶۷۹

جدول (۴-۲) تغییرات کار کمپرسور به ازای رطوبت نسبی و درجه حرارت ورودی به کمپرسور مختلف

همان‌طور که مشاهده می‌شود، در جدول (۴-۲) با افزایش رطوبت نسبی (برای یک درجه حرارت ثابت) کار کمپرسور افزایش و با افزایش درجه حرارت، کار کمپرسور کاهش می‌یابد.

البته این طور به نظر می رسد که با کاهش درجه حرارت ورودی به کمپرسور، چون کار آن افزایش می یابد، پس قدرت خالص خروجی نیز، نباید افزایش پیدا کند، که این مهم در بخش های بعدی همین فصل پاسخ داده خواهد شد.

۴-۲-۳- نسبت فشار

در فرآیند خنک کاری محدودیت هایی وجود دارد که یکی از آن ها افزایش نسبت فشار است که موجب خفگی جریان می شود. همان طور که در رابطه ی (۴-۱۱) نشان داده شده است. نسبت فشار به گرما () بستگی دارد. با فرض هوا به عنوان گاز ایده آل، می توان افزایش را به افزایش درجه حرارت نسبت داد. پس بدین ترتیب با افزایش درجه حرارت نسبت فشار کاهش خواهد یافت.

از عوامل دیگر تأثیر درجه حرارت بروی نسبت فشار می توان به بالا رفتن انتروپی و بالطبع نیروی اصطکاک نیز اشاره کرد. جدول (۴-۳) روند تغییر نسبت فشار را به ازای درجه حرارت محیط نشان می دهد.

دمای محیط	۶	۱۹	۳۵	۴۵
نسبت فشار	۱۲/۳	۱۱/۷	۱۰/۹	۱۰/۴

جدول (۴-۳) تغییرات نسبت فشار به ازای درجه حرارت ورودی کمپرسور

۴-۲-۴- شرایط کارکرد

در کار کمپرسورهای گریز از مرکز و جریان محوری یک حد ناپایداری وجود دارد که آن را لرزش یا ناپایداری می‌نامند. لرزش یا ناپایداری در اثر غیر یکنواخت و متناوب بودن برگشت جریان در کمپرسور، هنگامی که یک کمپرسور مجبور می‌شود با شدت جریانی کم‌تر از مقدار طراحی کار کند

(یعنی مقداری که برای تولید حداکثر فشار لازم می‌باشد)، به وجود می‌آید. همین که جریان از مقدار پیش‌بینی شده در طراحی بشدت کاهش یابد این لرزش می‌تواند به آن‌چنان مقداری برسد که کمپرسور را به خطر بیندازد و در موارد بسیاری هم ممکن است اشکالات مکانیکی تولید کند. تنش‌های متناوب که روتور دستگاه در این گونه مواقع کار نامنظم، با آن مواجه می‌گردد ممکن است یا تاقان‌های کمپرسور، پره‌ها و قسمت‌های دیگر را خراب کند. تجربه نشان داده است که لرزش‌های شدید می‌تواند شفت روتور را خم کند.

شرایط کارکرد کمپرسورهای توربین گاز، متأثر از دمای هوای محیط می‌باشد. به طوری با تغییر درجه حرارت محیط دانسیته‌ی هوا تغییر کرده و شرایط جدید را بر کمپرسور حاکم می‌سازد. هنگامی که دمای ورودی با کمپرسور بالا می‌رود. سرعت مکانیکی آن ثابت مانده، ولی سرعت مخصوص آن $(\frac{N_1}{\sqrt{T_1}})$ تغییر می‌نماید. خط $\frac{T_r}{T_1}$ نشان داده شده در شکل (۴-۲) با افزایش دمای محیط (T_1) پایین می‌آید. بطوری که به خط ناپایداری کارکرد کمپرسور نزدیک می‌شود.

بوسیله‌ی روش سرمایش هوای ورودی از بوجود آمدن این پدیده که غالباً در هنگام راه‌اندازی و خوابانیدن بوجود می‌آید و موجب بروز خسارات ذکر شده می‌گردد، جلوگیری می‌شود. این مقابله بدین جهت رخ می‌دهد که با خنک کردن هوای ورودی چگالی هوا افزایش یافته و بالطبع شدت جریان جرمی هوا نیز افزایش می‌یابد.

۴-۲-۵- افت دما در طبقه‌ی مافوق صوت

جریان هوا در ورودی کمپرسور بعد از گذشتن از دیفیوزر، چون موج جریان کم‌تر از یک است و کانال واگرا می‌باشد. فشار آن افزایش می‌یابد. سپس به طبقات ابتدائی کمپرسور که مافوق صوت می‌باشد وارد می‌شود، که به علت افزایش سرعت هوا، دمای آن مطابق رابطه‌ی (۴-۱۳) کاهش می‌یابد.

$$T_i = T \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \quad (4-13)$$

که T_i دمای هوای ورودی قبل از طبقه‌های سوپرسونیک است و T دمای در طبقات کمپرسور است (دمای استاتیکی).

با افزایش سرعت هوا در ورودی کمپرسور دمای استاتیکی هوا تقریباً به مقدار $5/5^\circ C$ افت پیدا می‌کند. برای جلوگیری از هرگونه ایفت دما باید این مقدار را در انتخاب درجه حرارت طراحی لحاظ کرد. سازندگان توربین گاز، حداقل مجاز دما پس از سرمایش را $7^\circ C$ پیشنهاد نموده‌اند.

۴-۳- تأثیر سرمایش هوا بروی اتاق احتراق

پس از عمل تراکم اگر سیال عامل در توربین منبسط شود، با فرض نبودن تلفات در کمپرسور و توربین، همان مقدار کار که صرف تراکم شده است. توسط توربین بدست می‌آید و در نتیجه کار خالص صفر خواهد بود. برای بالا بردن دمای سیال عامل، یک اتاق احتراق لازم است که در آن هوا و سوخت محترق گردند، تا موجب افزایش دمای سیال عامل شود. با کاهش دمای محیط، دمای خروجی از اتاق احتراق (ماکزیمم دمای سیکل) دستخوش تغییرات خواهد شد. در این بخش به بررسی آن پرداخته می‌شود.

۴-۳-۱- دمای خروجی از اتاق احتراق

نیروگاه گازی جزیره‌ی کیش بعلت موقعیت جغرافیایی و عدم امکان ارسال سوخت گاز، بناچار از سوخت گازوئیل (مایع) استفاده می‌نماید. پس کلیه محاسبات دمای آدیاباتیک شعله و دمای اتاق احتراق در بارهای متفاوت بر پایه سوخت مایع با ترکیبات موجود بدست آورده خواهد شد.

۴-۳-۱-۱- فرمول سوخت

چگالی نسبتی سوخت مایع ۰/۸۵ می‌باشد اگر فرض شود که ترکیبات سوخت فقط کربن و هیدروژن می‌باشد، کفایت درصد کربن و ئیدروژن موجود در سوخت تعیین شوند تا فرمول سوخت مشخص گردد.

رابطه‌های (۴-۱۴) و (۴-۱۵) بیانگر ارتباط درصد کربن و ئیدروژن موجود در سوخت هستند .

$$C = (70 + 10RD) \% \quad (4-14)$$

$$H = (20 + 10RD) \% \quad (4-15)$$

با توجه به مقدار $R.D = 0.85$ مقدار درصد کربن و ئیدروژن موجود در سوخت برابر خواهد بود

با:

$$C = 86.75 \%$$

$$H = 13.75 \%$$

اگر سوخت به صورت $CH_{(y/x)}$ در نظر گرفته شود و با توجه به این که جرم مولکولی کربن و

ئیدروژن به ترتیب ۱۲ و ۱ می‌باشند، فرمول سوخت به صورت زیر درمی‌آید.

$$C = \frac{86.75}{12} = 7.188$$

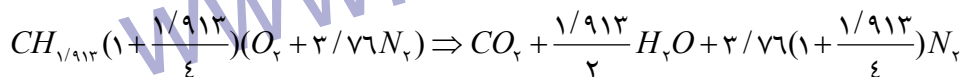
$$H = \frac{13/75}{1} \cdot 13/75$$

فرمول کلی سوخت $C_{V/188}H_{13/75} \Rightarrow CH_{1/913}$ (۱۶-۴)

۴-۳-۱-۲- معادله‌ی احتراق استوکیومتریک (نظری)

با توجه به فرمول سوخت (۱۷-۴)، معادله‌ی احتراق نظر برابر است با:

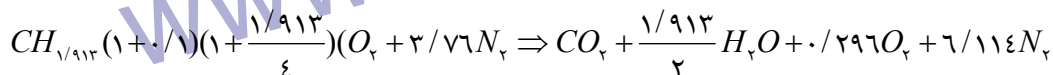
(۱۷-۴)



۴-۳-۱-۳- معادله‌ی احتراق واقعی

معادله‌ی احتراق واقعی (عملی) با منظور کردن ۱۰٪ مقدار بهینه هوای اضافی جهت احتراق سوخت مایع مطابق رابطه‌ی (۱۸-۴) برای توربین گازی در نظر گرفته شده است.

(۱۸-۴)



۴-۳-۱-۴- محاسبه‌ی نسبت هوا به سوخت واقعی

با استفاده از معادلات احتراق واقعی نسبت جرم هوا به سوخت واقعی به دست می‌آید. AFR در تعیین دمای شعله بسیار مؤثر است.

$$AFR = \frac{\text{جرم هوا}}{\text{جرم}}$$

AFR برای سوخت مایع به صورت رابطه‌ی (۲۰-۴) به دست می‌آید:

$$20-4) AFR = \frac{1/626(32+3/76 \times 28)}{12 \times 1 + 1 \times 1/993}$$

۴-۳-۱-۵- ارزش حرارتی پائین سوخت

ارزش حرارتی پائین برای سوخت گازوئیل برابر است با:

$$LHV = 43139 \frac{kJ}{hg}$$

۴-۳-۱-۶- محاسبه‌ی دمای شعله

دمای آدیاباتیک شعله از رابطه‌ی (۴-۲۲) محاسبه می‌شود:

$$22-4) t_f = 0.9 \left[\frac{LHV + AFR + C_{pa}(t_o - 25)}{(1 + AFR)C_{pg}} \right]$$

مقادیر گرمای ویژه‌ی محصولات احتراق و گرمای ویژه‌ی هوا برابر است با:

$$C_{pa} = 1.006 kJ / kg^{\circ}C$$

$$C_{pg} = 1.25 kJ / kg^{\circ}C$$

با توجه به رابطه‌ی (۴-۲۲) دمای شعله برای سوخت گازوئیل و درجه حرارت ورودی به

کمپرسور $15^{\circ}C$ برابر $1700^{\circ}C$ به دست می‌آید. ولی از آنجایی که درجه حرارت آدیاباتیک

شعله یک کمیت تئوری است و با فرض نبودن انتقال حرارت از سیستم محاسبه می‌شود،

نمی‌تواند به عنوان ماکزیمم درجه حرارت سیکل به صورت عملی در نظر گرفته شود. از این رو

مطابق رابطه‌ی (۴-۲۳) درجه حرارت ماکزیمم سیکل به دست آورده می‌شود.

$$T_r = \frac{LHV \times m_f \times \eta_c + m_a \times C_{pa} \times T_r}{m_a C_{pa} + m_f C_{pf}}$$

جدول (۴-۴) توزیع درجه حرارت شعله و ماکزیمم درجه حرارت سیکل را به ازای درجه حرارت‌های متفاوت ورودی به کمپرسور در بار کامل را نشان می‌دهد.

دمای محیط °C	۶	۱۹	۳۵	۴۵
دمای شعله °C	۱۶۹۹	۱۷۰۰	۱۷۰۱	۱۷۰۱
دمای ماکزیمم سیکال °C	۹۷۶	۹۸۵	۹۸۸	۱۰۱۱/۵

جدول (۴-۴) درجه حرارت شعله و ماکزیمم سیکل بر حسب درجه حرارت مختلف ورودی به کمپرسور در بار کامل

همان‌طور که در جدول (۴-۴) مشاهده می‌شود، درجه حرارت آدیاباتیک شعله به ازای دماهای مختلف ورودی ب کمپرسور، تقریباً ثابت می‌ماند. ولی دماهای ماکزیمم سیکل عملی با افزایش درجه حرارت ورودی به کمپرسور (محیط) بالا می‌رود.

هم‌چنین جدول (۵-۴) تغییرات ماکزیمم درجه حرارت عملی سیکل بر حسب درصد بارهای مختلف در درجه حرارت‌های ورودی به کمپرسور نشان می‌دهد.

بار٪	۲۵	۵۰	۷۵
دمای ماکزیمم سیکل در دمای محیط °C ۶	۴۵۵	۷۰۷/۸	۱۰۰۰
۱۹	۴۷۱	۷۱۵	۹۶۶
۳۵	۴۹۷	۷۳۱	۹۳۳
۴۵	۵۲۲	۷۴۴	۹۸۸

جدول (۵-۴) حرارت ماکزیمم سیکل بر حسب درصد بار در دماهای متفاوت محیط

۴-۴- تأثیر سرمایش هوا بروی توربین

همان‌طور که در بخش‌های قبلی بحث شد، سرمایه‌ش هوا دبی جرمی هوای گذرنده از توربین و کمپرسور را بالا برده و در نتیجه قدرت خروجی را افزایش خواهد داد. هم‌چنین باعث کاهش دمای خروجی از توربین خواهد شد، که با تولید بخار در بویلر بازتاب در ارتباط می‌باشد. این مورد نیز به نوبه‌ی خود بررسی خواهد شد.

اکنون به بررسی اثرات سرمایه‌ش بروی دمای گازهای خروجی و کار خالص سیکل توربین گاز پرداخته می‌شود.

۴-۱-۴- دمای خروجی از توربین

مطابق بحث‌های انجام شده در فصل‌های قبلی با کم شدن دمای محیط، دمای خروجی کاهش می‌یابد. جدول (۴-۶) روند تغییرات درجه حرارت خروجی از توربین در دماهای محیط متفاوت و بارهای مختلف را نشان می‌دهد [۱۳].

بار %	۲۵	۵۰	۷۵	۱۰۰	۱۰۹
درجه حرارت خروجی از توربین در دمای محیط $6^{\circ}C$	۳۴۳	۴۳۴	۵۴۴	۵۳۵	۵۷۰
۱۹	۳۵۹	۴۴۷	۵۵۲	۵۴۴/۵	۵۷۹/۵
۳۵	۳۷۹	۴۶۲	۵۶۱	۵۵۶/۵	۵۹۱
۴۵	۳۹۳	۴۷۳	۵۶۷	۵۶۴/۵	۵۹۹

جدول (۴-۶) تغییرات درجه حرارت خروجی از توربین در دماها و بارهای متفاوت

۴-۲-۴- کار خالص توربین

در بخش (۲-۲-۴) ذکر شد که کار کمپرسور همراه با کاهش دمای محیط افزایش خواهد یافت . ولی این عمل باعث افزایش قدرت خروجی توربین نیز می‌گردد. جدول (۷-۴) نحوه‌ی تغییرات کار خروجی از توربین را به دمای محیط و بار نشان می‌دهد.

بار %	۲۵	۵۰	۷۵	۱۰۰	۱۰۹
کار خروجی (kw) در دمای محیط $6^{\circ}C$	۹۸۴۵	۱۹۶۹۰	۲۹۵۳۵	۳۹۳۱۰	۴۲۵۹۰
۱۹	۹۰۴۰	۱۸۰۸۰	۲۷۱۲۰	۳۶۱۶۰	۳۹۲۵۰
۳۵	۸۰۳۰	۱۵۲۴۱	۲۴۰۹۰	۳۲۱۲۰	۳۵۰۵۰
۴۵	۷۴۰۰	۱۴۸۰۰	۲۲۲۰۰	۲۹۶۰۰	۳۲۳۷۰

جدول (۷-۴) تغییرات کار خروجی از توربین به دمای محیط و بارهای متفاوت

۴-۵- تأثیر سرمایش بروی بویلر بازیاب

در مناطقی مانند جزیره‌ی کیش که آب آشامیدنی شیرین در دسترس نمی‌باشد، باید از طرق دیگر اقدام به تهیه‌ی آن نمود. بویلر بازیابی که برای تأمین آب آشامیدنی و به عنوان منبع گرمایی برای چیلر جذبی در نظر گرفته شده است، نسبت به تغییر درجه حرارت محیط که باعث تغییر دبی گازهای خروجی می‌شود حساس است. با سرمایش هوای ورودی، دبی بخار تولیدی نیز افزایش پیدا می‌کند، که از این طریق علاوه بر تأمین نیاز به الکتریسیته در ساعات پیک، مقدار بخار تولیدی که به واحد تقطیر برای تهیه آب آشامیدنی فرستاده می‌شود، نیز افزایش می‌یابد. در این بخش به بررسی اثر سرمایش بر روی بخار تولیدی پرداخته می‌شود.

۴-۵-۱- میزان و شرایط بخار تولیدی

بویلرهای بازیاب چرخش طبیعی و اجباری برای تولید بخار و استفاده از آن در توربین بخار و یا پروسه‌های دیگر به میزان و شرایط گازهای خروجی از توربین گاز وابسته هستند. همچنین میزان و شرایط گازهای خروجی از توربین گاز نیز به دمای هوای ورودی به کمپرسور بستگی دارد. به طوری که با کم شدن دمای هوای ورودی به کمپرسور، دبی گازهای خروجی از توربین افزایش و دمای آن کاهش پیدا می‌کند. البته میزان تولید بخار بیش‌تر متأثر از دبی گازهای خروجی از توربین افزایش و دمای آن کاهش پیدا می‌کند. البته میزان تولید بخار بیش‌تر متأثر از دبی گازهای خروجی است. زیرا مطابق رابطه‌ی (۴-۲۴) تغییر دمای گازهای خروجی از توربین حاصل از خنک کردن هوای ورودی به نسبت افزایش دبی آن ناچیز می‌باشد.

$$Q = \dot{m}_g C_p (T_{gi} - T_{go})$$

همچنین شرایط بخار تولیدی به دبی و دمای گازهای خروجی از توربین گاز وابسته نیست، زیرا طراحی بویلرهای بازیاب به نحوی صورت می‌پذیرد که انتالپی بخار تغییر نکند، ولی بر میزان بخار تولیدی تأثیر می‌گذارد.

شکل (۳-۴) نحوه تغییرات تولید بخار را در بارها و دماهای محیط متفاوت نشان می‌دهد.

نمودار (۳-۴) تغییرات بخار تولیدی در بارها و دماهای محیط متفاوت

۴-۶- تأثیر سرمایه‌ش بر روی راندمان کلی توربین گاز

راندمان حرارتی سیکل توربین گاز تابعی از بار توربین می‌باشد. به طوری که برای یک درجه حرارت ورودی به کمپرسور با کاهش بار توربین، راندمان به شدت افت پیدا می‌کند. این طور به نظر می‌رسد که با سرمایه‌ش هوای ورودی، چون مصرف سوخت افزایش می‌یابد، راندمان تغییر نمی‌کند. ولی جدول (۴-۸) خلاف این فرضیه را ثابت می‌کند.

بار %	۲۵	۵۰	۷۵	۱۰۰
راندمان کل سیکل در دمای محیط $6^{\circ}C$	۱۸/۵	۲۶	۲۲۹/۲	۳۲/۷
۱۹	۱۷/۶	۲۵	۲۸/۴	۳۰
۳۵	۱۶/۳	۲۲/۴	۲۷/۱	۲۶/۶
۴۵	۱۵/۴	۲۲/۶	۲۶/۲	۲۴/۵

جدول (۴-۸) تغییرات راندمان در اثر فرآیند سرمایه‌ش هوا

همان طوری که در جدول (۴-۸) مشاهده می‌شود، با کاهش دمای هوای ورودی برای یک بار ثابت، مقدار راندمان افزایش پیدا می‌کند که خود یکی از مزایای طرح سرمایه‌ش هوای ورودی است.

۴-۷-عوارض جانبی و عوامل تأثیرگذار بر توربین گاز

هنگامی ارزیابی راه‌های افزایش قدرت، بهتر است پارامترهای که توربین گاز نسبت به آن‌ها از حساسیت بیش‌تری برخوردار است را بررسی کرد. مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر توربین گاز به غیر از سرمایه‌ش هوای ورودی که در این فصل به‌طور کامل به آن پرداخته شده، در بخش آورده شده است.

۴-۷-۱- تأثیر ارتفاع

مقدار قدرت اسمی توربین‌های گازی برای سطح دریا و درجه حرارت محیط 15°C ، طراحی شده‌اند. هرگونه تغییر در شرایط ذکر شده، منجر به کاهش قدرت خروجی از مقدار طراحی می‌گردد. به ازای هر 300 m (1000 ft) بین ۳ تا ۴ درصد افت قدرت خروجی ایجاد می‌شود.

تغییر در ارتفاع باعث تغییر دانسیته‌ی هوا و بالطبع کاهش قدرت خروجی می‌شود. البته برای هر محل مقدار ارتفاع از سطح دریا ثابت می‌باشد و نسبت به کاهش قدرت ناشی از این مورد، راه حلی وجود ندارد.

۴-۷-۲- افت فشار ورودی

نصب تجهیزات سرمایه‌ش هوا، اعم از کویل‌های سرمایه‌ش و یا کولرهای تبخیری باعث افت فشار در مسیری عبور هوا خواهد شد. به‌طوری‌که هر اینچ ستون آب افت فشار در کانال ورودی هوا، 0.48% کاهش قدرت و 0.12% افزایش هیت‌ریت را در بر خواهد داشت. افزایش اختلاف فشار در کانال ورودی باعث کاهش دبی جرمی کمپرسور، فشار کاری آن و نسبت انبساط می‌گردد.

افت فشار در مسیر کانال هوای ورودی موضوع مهمی است که می‌بایست با انتخاب و نصب سیستم مناسب در نظر گرفته شود.

۴-۷-۳- افت فشار خروجی

جهت ایجاد تخار برای تأمین منبع گرمایی چیلر جذبی (روشی که در این پروژه برای سرمایش هوا ورودی انتخاب شده است)، در خروجی توربین گاز، بویلر بازیاب قرار داده می‌شود. نصب این دستگاه باعث ایجاد افت فشار در گازهای خروجی می‌گردد. هر اینچ ستون آب، افزایش در افت گاز خروجی، باعث ایجاد ۰/۱۵٪ افت در قدرت و ۰/۱۲٪ افزایش در هیت‌ریت خواهد شد، زیرا باعث کاهش نسبت انبساط توربین می‌شود.

۴-۷-۴- بویلر بازیاب

کاهش میزان گازهای خروجی از توربین بروی مقدار و شرایط بخار تولیدی از بویلر بازیاب تأثیر خواهد گذاشت. هر یک درصد افت فشار در دبی گازهای خروجی باعث کاهش تقریباً یک درصد در دبی بخار تولیدی می‌شود. هر ۵ درجه‌ی فارنهایت (۲/۸°C) افت درجه حرارت گازهای خروجی، یک درصد کاهش در دبی بخار و ۲ درجه‌ی فارنهایت (۱°C)، کاهش درجه حرارت بخار تولیدی را سبب می‌گردد.

۵-۱- وضعیت آب و هوایی جزیره کیش

جزیره‌ی کیش که در شرق خلیج فارس واقع شده با وضعیت آب و هوایی خاصی روبرو است درجه حرارت و رطوبت بالا از ویژگی‌های متمایز کننده این منطقه نسبت به سایر مناطق می‌باشد. به طوری که با طلوع خورشید و بالا رفتن دما مقدار رطوبت کم می‌شود و با غروب خورشید کاهش دما مقدار رطوبت افزایش می‌یابد شکل (۵-۱) توزیع و درجه حرارت رطوبت نسبی را در یکی از روزهای گرم سال نشان می‌دهد.

شکل (۱-۵) نمودار توزیع درجه حرارت رطوبت نسبی در یکی از روزهای گرم سال در جزیره کیش

همان‌طور که از روی شکل (۱-۵) مشخص شده است، مقدار مطلق رطوبت همواره از ۳۰٪ بیش‌تر است و ماکزیمم دما نیز برابر $38/2$ درجه‌سانتی‌گراد می‌باشد. وجود رطوبت در تمام مدت شبانه‌روز بدان معنی است که همواره مقداری از ظرفیت سرمایش سیستم برای حذف حرارت نهان هوا بایستی در نظر گرفته شود.

۲-۵- وضعیت تقاضای الکتریسیته در جزیره کیش

موقعیت خاص جزیره‌کیش به عنوان منطقه آزاد تجاری و روند سریع روبه رشد جمعیت و فعالیت‌های تجاری و صنعتی، باعث تقاضای روزافزون الکتریسیته گشته است.

شکل (۲-۵) مقدار مصرف الکتریسیته را برای سه فصل تابستان، بهار و زمستان در دو سال ۱۹۹۷ (۱۳۷۶) و ۱۹۹۸ (۱۳۷۷) نشان می‌دهد.

شکل (۲-۵) نمودارهای تقاضای MW در فصول مختلف سال در جزیره کیش

مقدار مصرف در تابستان خیلی بالاست که علت اصلی آن شروع به کار نمودن وسایل تهویه مطبوع در ساختمان‌های مسکونی و تجاری است. همچنین با مقایسه بین مصرف الکتریسیته در دو سال برای فصل تابستان مشاهده می‌شود که تقریباً 5 MW بین سال ۱۹۹۷ و ۱۹۹۸ افزایش قدرت درخواستی وجود داشته که برابر 20% رشد را نشان می‌دهد.

مقدار متوسط الکتریسیته درخواستی در تابستان، بهار و زمستان به ترتیب برابر ۲۷ و ۱۸ و ۱۰ مگاوات است. افزایش قدرت درخواستی در بهار، حاکی از آن است که تعداد ماه‌های گرم در این منطقه بیش‌تر از حد معمول است که همین باعث استفاده زودتر از موعد از دستگاه‌های خنک کننده می‌گردد.

افزایش روبه رشد تقاضای الکتریسیته و محدودیت تولید هر توربین گازی (ماکزیمم قدرت خروجی برای هر واحد 25 MW است) باعث شده تا هر دو توربین در تابستان به کار گرفته شود.

برای تأمین برق مصرفی در تابستان ۱۹۹۸، توزیع بار بین توربین‌ها به صورت زیر می‌باشد: قدرت یکی از توربین‌ها 18 MW با راندمان $27/6\%$ و دیگری 10 MW با راندمان 21% است. از کار افتادن یکی از آنها باعث ایجاد نقصان در شبکه برق رسانی جزیره خواهد شد.

همچنین اگر روند رشد مصرف الکتریسیته به همین شیوه افزایش پیدا کند، ظرف چند سال آینده تأمین نیروی برق با مشکل مواجه خواهد شد.

۵-۳- لزوم نصب سیستم سرمایش هوای ورودی برای جزیره کیش

موقعیت جغرافیای این جزیره، باعث محروم شدن آن از مزایای شبکه سراسری برق شده است. بدین جهت بایستی در خود جزیره اقدام به تأمین برق نمود. اختلاف زیاد بین مصرف برق در فصول گرم و سرد باعث می‌شود که نصب واحدهای جدید مولد قدرت، فاقد توجیه اقتصادی

باشد. بدین معنی که دستگاه‌های جدید حداقل در دو فصل از سال (پائیز و زمستان) بدون استفاده می‌ماند. برای رفع این مشکل می‌توان با بازیافت انرژی خروجی توربین گاز به وسیله یک بویلر بازیاب ، ضمن تأمین منبع گرمایی چیلر جذبی ، جهت خنک نمودن هوای ورودی به کمپرسور در ماه‌های گرم سال و بالطبع بالا بردن قدرت خروجی توربین‌ها ، از مابقی بخار تولیدی که قسمت عمده‌ی بخار آن را تشکیل می‌دهد برای تأمین آب آشامیدنی مورد نیاز ساکنان استفاده کرد.

در حال حاضر به علت عدم دسترسی ساکنان جزیره به آب آشامیدنی از ۶ واحد تقطیر استفاده می‌شود. بویلرهای فایرتیوب، آب دریا را در فشار ۱۰ با تبخیر کرده و بخار تولیدی به واحد تقطیر فرستاده می‌شود که در آن روزانه ۶۰۰۰ تن آب آشامیدنی تهیه می‌شود. چون این مقدار آب جوابگوی مصرف نمی‌باشد از دستگاه‌های اسمز معکوس با ظرفیت ۳۰۰۰ تن آب در روز استفاده می‌شود که برای تأمین برق این دستگاه‌ها از یک دیزل ژنراتور ۳ MW استفاده می‌شود. با استفاده از سیستم بازیافت انرژی مسأله کمبود و تولید آب آشامیدنی نیز حل خواهد شد.

۵-۴- روند محاسبه بار سرمایش

برای رساندن شرایط هوای جزیره کیش مطابق شکل (۵-۳) به 15°C و شرایط اشباع (رطوبت نسبی ۱۰۰٪) می‌بایستی حرارت محسوس و نهان آن رفع گردد. مطابق شکل (۵-۳) شدت سرما تابعی از درجه حرارت نیست بلکه بیش‌تر تحت تأثیر رطوبت نسبی اولیه هوای محیط قرار دارد.

شکل (۵-۳) نمودار بار سرمایش بعنوان تابعی از درجه حرارت و رطوبت نسبی

هوای سرد با رطوبت بالا بار سرمایش نسبتاً بزرگی را تولید میکنند. برای مثال سردکردن هوا 30°C و رطوبت نسبی ۹۰٪ به 15°C و شرایط اشباع، نیاز به دو برابر انرژی نسبت به سردکردن هوای 30°C با رطوبت نسبی ۵۰٪ دارد. در این بخش پس از پرداختن به روش‌های محاسبه بار سرمایش، چگونگی انتخاب بار سرمایش مرجع برای طراحی کل سیستم شرح داده می‌شود.

۵-۴-۱- روش‌های محاسبه بار سرمایش

برای محاسبه‌ی مقدار حرارت دفع شده از هوا تا رسیدن به درجه حرارت و شرایط مطلوب می‌توان از یکی از دو روش شرح داده شده در این سنجش استفاده نمود که به ترتیب دقت در اندازه‌گیری آورده شده است.

۵-۴-۱-۱- روش نمودار سایکومتریک

نمودار سایکومتر بر پایه طرح ترسیمی درجه حرارت حباب خشک (محور عرض‌ها) و نسبت رطوبت (محور طول‌ها) تشکیل شده است شکل (۵-۵) اگر فشار کلی که نمودار برای آن ترسیم شده، ثابت بماند (در نمودار داده شده در این جا فشار معادل

bar (یا 0.1Mpa است) خطوط رطوبت نسبی ثابت و درجه حرارت حباب مرطوب را می‌توان روی نمودار رسم کرد. زیرا برای درجه حرارت حباب خشک، فشار کل، نسبت رطوبت، مقادیر رطوبت نسبی و درجه حرارت حباب مرطوب، ثابت می‌باشند. فشار جزئی بخار آب با نسبت رطوبت و فشار کل تثبیت می‌شود. بنابراین محور طول‌های دومی را که نشان‌دهنده‌ی فشار جزئی بخار آب است را می‌توان رسم کرد. اغلب نمودارهای سایکومتریک، انتالپی مخلوط هوا - بخار آب در هر کیلوگرم از هوای خشک را نیز نشان می‌دهند. در مقادیر داده شده فرض بر این است که انتالپی هوای خشک در 20°C برابر صفر است و انتالپی بخار آب از جداول بخار

کسب شده‌اند. (در این جداول فرض شده است که انتالپی مایع اشباع در صفر درجه سانتی‌گراد برابر صفر است) این روش رضایت‌بخش است، زیرا فقط به اختلاف انتالپی نیاز می‌شود.

۵-۴-۱-۲- قانون اول برای مخلوط‌های گاز - بخار

در کاربرد قانون اول ترمودینامیک برای مخلوط‌های گاز - بخار، توجه به این نکته لازم است که چون فرض می‌شود، گازها ایده‌آل هستند اجزای مختلف را می‌توان هنگام محاسبه تغییرات انرژی داخلی و انتالپی، جدا از یکدیگر در نظر گرفت.

بنابراین در هنگام بررسی مخلوط‌های هوا - بخار آب، تغییرات انتالپی بخار آب را می‌توان از جداول بخار پیدا کرده و قانون گاز ایده‌آل را برای هوا به کار برد. معمولاً در تهویه مطبوع با فرض معلوم بودن هوای ورودی و خروجی از سیستم تهویه، مقدار انتقال حرارت بایستی محاسبه گردد.

فرضیات اعمال شده بر روند محاسبات آن به صورت زیر می‌باشد:

الف) کل مجرا، شامل کویل‌های سرمایش و مسیر عبور هوا در دستگاه تهویه به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود.

ب) فرایندها به صورت حالت پایدار - جریان پایدار هستند و هیچ‌گونه تغییراتی در انرژی جنبشی و یا پتانسیل صورت نمی‌گیرد.

ج) با فرض هوا به عنوان گاز ایده‌آل و حرارت مخصوص ثابت (در دمای K ۳۰۰) و با استفاده از جداول آب و بخار، انتالپی‌های آن‌ها محاسبه می‌شود.

چون بخار آب در چنین فشارهای پایینی مانند گاز در نظر گرفته می‌شود، انتالپی بخار آب فقط تابع درجه حرارت خواهد بود. پس انتالپی بخار آب، کمی مافوق گرم است (معادل با انتالپی

بخار اشباع در همان درجه حرارت می‌باشد)

معادله پیوستگی برای هوا و آب به کار برده می شود:

$$(۱-۵) \quad m_{a1} = m_{a2}$$

$$(۲-۵) \quad m_{v1} + m_{v2} + m_{L2}$$

شکل (۴-۵) حجم کنترل فرآیند کونل سرمایش

حال از قانون اول برای حجم کنترل شکل (۴-۵) استفاده می شود.

$$(۳-۵) \quad Q_{c.v} + \sum m_i h_i = \sum m_e h_e$$

$$(۴-۵) \quad Q_{c.v} + m_a h_{a1} + m_{v1} h_{v1} = m_a h_{a2} + m_{v2} h_{v2} + m_{L2} h_{L2}$$

اگر معادله (۴-۶) بر m_a تقسیم شود، با در نظر گرفتن معادله پیوستگی برای آب و با توجه به رابطه‌ی (۵-۵) می توان قانون اول را به صورت معادله (۶-۵) نوشت:

$$(۵-۵) \quad m_v = \omega m_a$$

$$(۶-۵) \quad \frac{Q_{c.v}}{m_a} + h_{a1} + \omega_1 h_{v1} + h_{a2} + \omega_2 h_{v2} + (\omega_1 - \omega_2) h_{L2}$$

با حل معادله (۶-۵)، مقدار انتقال حرارت مورد نیاز سیستم برای رسیدن به شرایط خروجی مطلوب به دست می آید.

۵-۵- نمایش تحولات سرمایش هوا

جهت به دست آوردن مفهوم واضحی از فرایند سرمایش هوای محیط اغلب به نمودار سایکومتریک که در شکل (۵-۵) نشان داده شده است مراجعه می شود مسیر تغییرات هوای

گرفته شده از شرایط محیط به حالت‌های مطلوب درخواست شده در آن توضیح داده شده است. با انتقال حرارت مناسب از هوا به آب سرد، درجه حرارت هوا افت کرده در حالیکه رطوبت نسبی آن بالا می‌رود تا به نقطه شبنم برسد (نقطه b).

شکل (۵-۵) دیاگرام سایکومتریک و نمایش تحولات بر آن

کاهش بیش‌تر درجه حرارت در این نقطه (b) نیازمند حذف مقدار بزرگی از گرمای ناشی از گرمای نهان بخار هواست که علاوه بر گرمای محسوس وجود دارد. این فرایند ادامه پیدا می‌کند تا به درجه حرارت مطلوب (نقطه C) برسد. فرایند سرمایش هوا در شکل (۵-۶) با خطوط پررنگ نشان داده شده است (a - b - c) و گرمای محسوس و نهان به ترتیب با d-c و a-d نشان داده شده‌اند. لازم به ذکر است که نقطه نهایی فرایند سرمایش دارای رطوبت نسبی ۱۰۰٪ می‌باشد. (حالت اشباع) ذرات بخار تقطیر شده به صورت معلق در هوا می‌باشند که مقداری از آن‌ها در مبدل حرارتی جدا شده و مابقی آن‌ها در جداکننده‌ای که تعبیه شده است از ذرات هوا جدا می‌گردد.

کل بار سرمایش (Qc) که هوا را از شرایط موجود به شرایط مطلوب می‌رساند از دو قسمت حرارت محسوس و حرارت نهان تشکیل شده است.

$$(۷-۵) Q_c = m_{air}(q_s + q_l)$$

$$(۸-۵) q_s = h_d - h_c$$

$$(۹-۵) q_l = h_{fg}(\omega_a - \omega_b)$$

برای محاسبه بار سرمایش کلی، علاوه بر روش توضیح داده شده در بخش (۵-۴-۱-۲) می توان از رابطه های (۵-۷) و (۵-۸) و (۵-۹) نیز استفاده نمود که در حالت دوم از دقت کمتری برخوردار است.

۵-۶ - محاسبه بار سرمایش

مطابق روابط و توضیحات ارائه شده در بخش های قبلی براساس داده های آب و هوایی جزیره کیش، می توان بار سرمایش را با استفاده از روابط زیر بدست آورد. نسبت رطوبت در حالت اولیه برابر است با

$$(۵-۱۰) \omega_1 = 0.622 \frac{P_{v1}}{P_{a1}}$$

که در آن P_{v1} فشار جزئی بخار آب و P_{a1} فشار جزئی هوا می باشد که به ترتیب از روابط و بدست می آیند.

$$(۵-۱۱) P_{v1} = \phi_1 \times P_{g1}$$

$$(۵-۱۲) P_{atm} - P_{v1}$$

همچنین نسبت رطوبت در حالت نهایی نیز به همین طریق بدست می آید، با این تفاوت که فشار اتمسفر در آن جا مقداری کاهش می یابد. (۵ K pa)

$$(۵-۱۳) \omega_2 = 0.622 \frac{P_{v2}}{P_{a2}}$$

$$(۵-۱۴) P_{v2} = \phi_2 \times P_{g2}$$

$$(۵-۱۵) P_{a2} = 96.0 P_{v2}$$

انتالپی بخار و مایع اشباع نیز از جداول ترمودینامیکی بدست می آیند.
 اختلاف انتالپی هوا با ثابت فرض کردن حرارت مخصوص آن مطابق رابطه
 (۵-۱۶) بدست می آید.

$$(۵-۱۶) \quad h_{a_2} - h_{a_1} = C_{pa}(T_2 - T_1)$$

حال محاسبات با سرمایش به عنوان نمونه برای ساعت ۲۰ (بیک مصرف برق) انجام می شود.
 مبنای محاسبات براساس داده های زیر است.

$$\text{فشار اتمسفر} = ۱۰۱ / ۳ \text{ K p a}$$

$$\text{دمای هوای محیط} = ۳۳ \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{رطوبت نسبی اولیه} = ۶۵\%$$

$$\text{رطوبت نسبی نهایی} = ۱۰۰\%$$

$$\text{فشار اشباع بخار آب در دمای محیط} = ۵ / ۰۷۵ \text{ K p a}$$

$$\text{فشار اشباع بخار آب در دمای } ۱۵ \text{ }^\circ\text{C} = ۱ / ۷۰۵۱ \text{ K p a}$$

$$\text{دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور در دمای محیط} = ۱۲۶ / ۸۷ \text{ K p a}$$

با توجه به روابط (۵-۱۱) و (۵-۱۲) فشار جزئی بخار آب و فشار جزئی هوا برابر است با :

$$P_{v_1} = \phi \times P_{g_1}$$

$$P_{v_1} = ۰ / ۶۵ \times ۵ / ۰۷۵ = ۳ / ۲۹۸۸ \text{ kpa}$$

$$P_{a_1} = P_{atm} - P_{v_1}$$

$$P_{a_1} = ۱۰۱ / ۳ - ۳ / ۲۹۸۸ = ۹۸ / ۰۰۱۲ \text{ kpa}$$

نسبت رطوبت در حالت اولیه مطابق رابطه ی (۵-۱۰) برابر است با :

$$\omega_1 = 0.622 \frac{P_{v1}}{P_{a1}}$$

$$\omega_1 = 0.622 \times \frac{3/2988}{98/0.12} = 0.020937$$

نسبت رطوبت در حالت نهایی نیز مطابق روابط (۵-۱۳) و (۵-۱۴) و (۵-۱۵) بدست می آید.

$$P_{v2} = \phi_2 \times P_{gs}$$

$$P_{v2} = 1 \times 1/70.51 = 1/70.51 \text{ kpa}$$

$$P_{a2} = 96 - P_{v2}$$

$$P_{a2} = 96 - 1/70.51 = 94/2949 \text{ kpa}$$

$$\omega_2 = 0.622 \frac{P_{v2}}{P_{a2}}$$

$$\omega_2 = 0.622 \times \frac{1/70.51}{94/2949} = 0.011247$$

با توجه به دمای اولیه و دمای نهایی می توان انتالپی بخار اشباع و مایع اشباع را از جداول

ترمودینامیکی بدست آورد.

$$T_1 = 23^\circ C \Rightarrow h_{v1} = 2561/7 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 15^\circ C \Rightarrow h_{v2} = 2528/9 \text{ kJ/kg} , h_{f2} = 62/99 \text{ kJ/kg}$$

اختلاف انتالپی هوا بین دو دمای ذکر شده برابر است با:

$$h_{a2} - h_{a1} = C_{pa} (T_2 - T_1)$$

$$h_{a2} - h_{a1} = 1/0.35(15 - 33) = -18.63 \text{ kJ/kg}$$

استفاده از رابطه (۵-۶) می توان مقدار بار سرمایش را بدست آورد.

$$Q_c = m_a [(h_{a2} - h_{a1}) + \omega_2 h_{v2} + (\omega_1 - \omega_2) h_{j2} - \omega_1 h_{v1}]$$

$$Q_c = 126/87 [-18.63 + (0.112 \times 2528/9) + (0.029 - 0.112) 62/99 - (0.029 \times 2561/7)]$$

$$Q_c = -5413/2697 \text{ kW}$$

بدین ترتیب برای کل ساعات شبانه روز مطابق شکل (۵-۱) ، بار سرمایش که از بار محسوس و بار نهان تشکیل شده در شکل (۵-۶) نشان داده شده است.

شکل (۵-۶) نمودار بار سرمایش برای یک روز گرم

۵-۷ - انتخاب بار سرمایش مودر نیاز برای طراحی سیستم

سیستم سرمایش هوای ورودی براساس مقدار کلی بار سرمایش طراحی خواهد شد. اندازه و ابعاد چیلر و مبدل حرارتی و سایر اجزاء مرتبط با آن از جمله مواردی هستند که در ارتباط مستقیم با آن قرار دارند. همان طور که توزیع بار سرمایش براساس ساعات شبانه روز در شکل (۵-۶) نشان داده شده است، مقدار بار سرمایش در طول روز دارای افت و خیزهای زیادی است

که رطوبت نسبی نقش زیادی در آن ایفا می کند.

سیستم می تواند براساس بار سرمایش ماکزیمم و یا می نیمم و یا مقادیری دیگر طراحی شود که خود جای بحث فراوان دارد و بایستی پارامترهای دیگری که به مباحث اقتصادی مربوط می شوند، نیز در نظر گرفته شود. در این پروژه برای دو حالت ماکزیمم و متوسط، مقدار بار سرمایش محاسبه شده است.

۵-۷-۱- طراحی سیستم با بار سرمایش ماکزیمم

در صورتی که سیستم براساس مقدار ماکزیمم بار سرمایش که برای ساعت ۲ بامداد می باشد در نظر گرفته شود ($Q = 7153 \text{ Kw}$) توزیع درجه حرارت خروجی از مبدل حرارتی مطابق شکل (۵-۷) می باشد.

همان طور که از شکل (۵-۷) مشاهده می شود. درجه حرارت در بعضی ساعات کم تر از 10°C می گردد و حتی در ساعت ۱۰ صبح حدود 3°C است که می تواند باعث یخ زدگی در پره های ابتدایی کمپرسور شود. که این خود به عنوان نکته منفی در عدم انتخاب بار سرمایش ماکزیمم می شود.

۵-۷-۲- طراحی سیستم براساس مقدار متوسط بار سرمایش

بار سرمایش متوسط سیستم براساس شکل (۵-۶) برابر $5768 / 5 \text{ kw}$ خواهد بود. در این صورت با انتخاب این بار به عنوان مرجع، توزیع درجه حرارت خروجی از مبدل حرارتی به صورت شکل (۵-۷) خواهد بود.

شکل (۵-۷): توزیع درجه حرارت خروجی از مبدل حرارتی در ازای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم

همان‌طور که مشاهده می‌شود، توزیع درجه حرارت خروجی از مبدل حرارتی با انتخاب بار متوسط، بالاتر از 10°C است که مشکل یخ‌زدگی در پره‌های ابتدایی کمپرسور وجود نخواهد داشت. پس می‌توان از آن به‌عنوان مبنای محاسبات استفاده کرد.

هم‌چنین در بخش‌های بعدی این فصل، مقدار قدرت اضافی تولید شده در ازای استفاده از بار ماکزیمم، بار متوسط و دوره‌ی بازگشت سرمایه‌ی ایندو، با یکدیگر مقایسه خواهد شد.

۵-۸ - قدرت اضافی تولید شده در اثر فرآیند سرمایش

در اثر فرآیند سرمایش، هوای ورودی به کمپرسور، قدرت خروجی از توربین افزایش خواهد یافت که مطابق توضیحات فصل ۴ به ازای کاهش هر یک سانتیگراد درجه حرارت، $0/68$ درصد به قدرت خروجی افزوده می‌شود.

از آنجایی که هم‌اکنون توربین‌های گازی جزیره کیش در 66% بار نامی بهره‌برداری می‌شوند (معادل 25 MW)، قدرت اضافی تولید شده با در نظر گرفتن بار سرمایش ماکزیمم و متوسط به ترتیب مطابق شکل (۵-۸) خواهد بود.

شکل (۵-۸): توزیع قدرت اضافی تولید شده در ازای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم

مقدار متوسط قدرت اضافی تولید شده در شبانه روز برای بار سرمایش ماکزیمم و متوسط به ترتیب برابر $3/9482\text{ MW}$ و $3/2575\text{ MW}$ خواهد بود که در بخش محاسبات اقتصادی و دوره‌ی بازگشت سرمایه مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

۵-۹ - بررسی روند تقطیر آب

همان‌طور که در بخش (۵-۵) توضیح داده شده است، بعد از جداسازی حرارت محسوس هوا و رسیدن به نقطه شبنم، تقطیر صورت خواهد گرفت. عمل تقطیر به نسبت رطوبت اولیه و درجه حرارت نهایی که بالطبع نسبت رطوبت مخصوص به خود را خواهد داشت، بستگی دارد. مقدار بخار آب تقطیر شده از رابطه‌ی (۵-۱۸) بدست می‌آید.

$$m_{con} = m_a (\omega_s - \omega_r)$$

لازم به توضیح است که رطوبت نسبی هوا بعد از عملیات خنک‌سازی به ۱۰۰٪ خواهد رسید، ولی مقدار ذرات بخار آب موجود در آن به علت وجود اختلاف نسبت رطوبت، در قبل و بعد از سرمایش، خیلی کاسته خواهد شد.

شکل (۵-۹) تغییرات میزان بخار آب موجود در هوا که تقطیر شده و در مبدل حرارتی و سپریتور، جدا گشته است را به ازای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم نشان می‌دهد.

شکل (۵-۹): میزان تقطیر بخار آب موجود در هوا در ازای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم

مقدار متوسط بخار آب تقطیر شده در شبانه روز در ازای بار سرمایش متوسط برابر ۴/۶۴ تن بر ساعت می‌باشد که بایستی مخازنی جهت نگهداری و انتقال آن در نظر گرفته شود. هم‌چنین این مقدار بخار آب تقطیر شده می‌تواند به‌عنوان تأمین‌کننده‌ی بخشی از مصرف آب آشامیدنی ساکنین جزیره استفاده گردد.

۵-۱۰ - تغییرات بخار تولیدی در اثر فرایند سرمایش

بخار مورد نیاز چیلر جذبی، توسط حرارت تلف شده در خروجی توربین گاز تأمین می‌شود. دمای بالای گاز خروجی توربین گاز، حرارت مورد نیاز بویلر را جهت تولید بخار مهیا می‌کند.

همچنین تجهیزات بازیافت انرژی طوری طراحی شده‌اند که درجه حرارت گاز وارد شده به محیط جهت جلوگیری از خوردگی تجهیزات مبدل حرارتی بالاتر از 150°C باشد. همان‌طور که در فصل‌های گذشته نیز آورده شده است، مقدار بخار تولیدی در بویلر بازیاب، خیلی بیش‌تر از مقدار مصرف چیلر جذبی می‌باشد که جهت تأمین آب آشامیدنی مورد استفاده قرار می‌گیرد. مطابق شکل (۴-۱) با کاهش درجه حرارت هوای ورودی، دبی جرمی جریان می‌تواند افزایش یابد که به معنی بازیافت بیش‌تر از حرارت گاز خروجی است. اگرچه شکل (۴-۱) نشان می‌دهد که درجه حرارت گاز خروجی با کاهش درجه حرارت هوای ورودی کاهش می‌یابد و این کاهش با افزایش دبی جرمی بخار به سختی جبران می‌شود، ولی این امر تأثیر کمی بر روی بازیافت دارد.

افزایش خالص پتانسیل بازیافت حرارت نسبت به اندازه‌ی اختلاف حرارت بازیافت شده، هنگامی که درجه حرارت هوای ورودی 15°C است در مقایسه با وقتی که در شرایط محیط تولید می‌شود از رابطه‌ی (۵-۱۹) بدست می‌آید.

$$(۵-۱۹) \quad Q_{exc} = m_{gw} C_{pg} (T_{gw} - T_{ex}) - m_{gc} (T_{gc} - T_{ex})$$

با فرض حرارت مخصوص گازهای خروجی (C_{pg}) برابر با 1.35 kJ/kg ، بخار اضافی تولید شده‌ی حاصل از فرآیند بازیافت، مطابق رابطه (۵-۲۰) بدست می‌آید.

$$(۵-۲۰) \quad m_{exc} = \frac{\eta_b Q_{exc}}{h_s - h_{cond}}$$

که راندمان بویلر بازیاب برابر ۸۵٪ در نظر گرفته شده است. بخار خروجی از بویلر دارای درجه حرارت 190° و فشار ۱۰۶ است و مایع اشباع وارد شده به آن 110° است.

شکل (۵-۱۰) تغییرات بخار اضافی تولید شده به‌عنوان نمونه در روز پانزدهم تیرماه سال ۱۳۷۷ را هنگامی که بار توربین ۶۶٪ است، نشان می‌دهد.

شکل (۵- ۱۰) : تغییرات بخار اضافی تولید شده در ازای بار سرمایش متوسط

مصرف بخار در چیلر جذبی ثابت است. چون که در آن بار سرمایش متوسط به عنوان مبنای محاسبات در نظر گرفته شده است. باید توجه داشت فرایند سرمایش هوای ورودی همهی بخار مورد نیاز چیلر را تأمین نمی کند، و فقط در حدود ۳۰٪ آن را مهیا می سازد.

۵- ۱۱ - تأثیر افت فشار بروی قدرت و راندمان

شکل (۵- ۱۱) اثرات افت فشار را در اثر نصب بویلر بازیاب و سایر تجهیزات نصب شده در مسیر ورود به کمپرسور که به نحوی بر افت فشار تأثیر دارند را بروی پارامترهای مختلف نظیر قدرت خروجی نرخ حرارتی، راندمان دمای گازهای خروجی، دبی محصولات احتراق نمایش می دهد.

شکل (۵- ۱۱) تأثیر افت فشار بروی پارامترهای توربین گاز

مقدار کل افت فشار برابر ۹ / ۱۴ اینچ آب یا ۳۶ / ۵ میلی بار می باشد. با مراجعه به شکل (۵- ۱۱) مقدار افت در قدرت خروجی ناشی از نصب ادوات در ورودی کمپرسور و خروجی از توربین برابر ۳ / ۷۸۱٪ و برای راندمان نیز ۱ / ۷۸۷٪ افت را نشان می دهد.

www.kandooon.com

۵-۱۲- مسیر پیشنهادی عبور هوا

شکل (۶-۱۷) مسیر هوای عبوری را جهت رسانیدن به شرایط مطلوب نشان می‌دهد. هوا بعد از عبور از کویل‌های سرمایش و جداکننده‌های رطوبت وارد فیلتر نهایی می‌گردد.

مقدار شدت جرمی آب سرد شده و آب خنک‌کننده و سایر قسمت‌های بر روی آن به نمایش گذاشته شده است.

۵-۱۳- شماتیک کلی سیستم پیشنهاد شده

شکل (۵-۱۳) شماتیک کلی توربین گاز، بویلر بازیاب، چیلر جذبی و واحد تقطیر را به همراه مقادیر گذر جرمی و درجه حرارت آن‌ها را نشان می‌دهد.

www.kandooon.com

شکل (۵-۱۳): شماتیک کلی سیستم پیشنهاد شده

۵-۱۴- انتخاب چیلر جذبی لیتیم برماید

دستگاه برودتی جذبی یکی از اجزاء مهم طرح سرمایش هوای ورودی است. انتخاب سایز و ابعاد دستگاه تا حدود بستگی به طراح و شرکت سازنده دارد. چیلر جذبی دور مرحله‌ای انتخاب

www.kandooon.com

مناسب‌تری است زیرا علاوه برداشتن ضریب عملکرد بالاتر نسبت به تک مرحله‌ای (در حدود ۱/۱) دارای مصرف بخار کم‌تری نیز می‌باشد.

مدل چیلرها با توجه به قیمت، دسترسی و نقل و انتقال آن‌ها و همچنین ظرفیت دستگاه، از میان شرکت‌های سازنده، یک شرکت انتخاب می‌شود.

همان‌طور که در بخش (۶-۷-۲) توضیح داده شد، سیستم براساس بار متوسط سرمایش طراحی می‌شود. این بدان معنی است که مقدار شدت جرمی آب سرد شده خروجی از چیلر باید بتواند برودت مورد نیاز برای رسانیدن هوا به شرایط مطلوب را تأمین نماید.

براین اساس برای انتخاب مدل چیلر، باید از روی دبی آب خنک‌کن چیلر شروع کرد. با استفاده از رابطه‌ی (۶-۲۳) این عمل انجام می‌گیرد.

$$Q = m_w C_{pw} \Delta T$$

مقدار بار سرمایش برابر $Q_c = 5768/5 \text{ kW}$ می‌باشد. حرارت مخصوص آب برابر $4/2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ و

اختلاف دمای آب سرد خروجی از چیلر و ورودی به آن برابر 5°C است. با حل رابطه (۶-۲۳)

مقدار دبی آب سرد شده‌ی چیلر در حدود 275 kg/s خواهد بود.

فصل هفتم

امکان سنجی اقتصادی طرح

سرمایش هوای ورودی

در دنیای امروز یکی از عوامل مهم تصمیم‌گیری در زمینه پروژه‌های فنی، اقتصادی بودن طرح می‌باشد. لذا بر پایه توانایی سرمایه‌گذاری موجود اولیه و قابلیت پرداخت هزینه‌های نگهداری، سیستم‌های صنعتی انتخاب می‌گردند. در این فصل ارزیابی اقتصادی قابل لمسی ارائه می‌گردد. در فصل‌های گذشته مقدار قدرت اضافی تولید شده در ازای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم محاسبه گردید. همان‌طور که در فصل پنجم عوامل فنی رد بار سرمایش ماکزیمم برای طراحی سیستم ارائه شد، در این‌جا نیز مقایسه هزینه‌های لازم بر مبنای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم ارائه می‌گردد.

برای تعیین مقدار سرمایه‌گذاری جهت طرح سرمایش هوا، هزینه‌هایی از قبیل چیلر جذبی، کویل‌های سرمایش، پمپ‌ها و غیره بایستی محاسبه گردد. همچنین مقدار هزینه‌های مربوط به تعمیرات سالیانه و نگهداری دستگاه‌ها نیز در این فصل محاسبه خواهد گردید.

۶-۱- هزینه‌ی چیلر

دستگاه برودتی برای ایجاد سرمایش، چیلر جذبی لیتوم برماید - آب از نوع دو مرحله‌ای است که در فصل پنجم به‌طور مفصل به آن پرداخته شده است. این نوع چیلر برای ایجاد یک تن برودت نیاز به مصرف $4/5$ کیلوگرم بر ساعت بخار در فشار 8 bar دارد. همچنین برای بالانس ترمودینامیکی سیکل جذبی می‌یابد $1/4$ مترمکعب بر ساعت به ازای هر تن تبرید آب با درجه حرارت 32°C وارد کندانسور و جاذب دستگاه جذبی شده و با درجه حرارت $47/4^\circ \text{C}$ از آن‌ها خارج شود.

بعد از فراهم نمودن موارد ذکر شده این دستگاه ها می تواند $0/605$ تن بر ساعت آب سرد را به ازای هر تن تبرید در 12°C دریافت و آن را تا 7°C جهت کویل های سرمایش تهیه نمایند. مقادیر افت فشار در مسیر عبور آب خنک کن و آب سرد شده نیز در جدول (۶ - ۱) آورده شده است.

مطابق محاسبات انجام شده در فصل ۵، مقدار بار متوسط سرمایش، 1640 تن تبرید می باشد. از آن جایی که ماکزیمم ظرفیت دستگاه های چیلر جذبی ساخت شرکت های داخلی از 1500 تن تبرید تجاوز نمی کند، لذا برای ایجاد برودت مورد نیاز از دو دستگاه برودتی استفاده می شود. انتخاب اندازه ی دستگاه ها نیز خود جای بحث دارد، به طوری که می شود برای تهیه ی ظرفیت 1640 تن تبرید از مدل های مختلفی استفاده گردد. هر چه میزان ظرفیت پائین تر قیمت واحد بالتری را به خود اختصاص می دهند. با استعلام قیمت از شرکت سازنده چیلرهای جذبی، برای طرح سرمایش هوای ورودی از یک دستگاه 1500 و 140 تن تبرید است، استفاده می شود.

۶ - ۲ - هزینه ی کویل های سرمایش

آب سرد خروجی از چیلر برای کاهش درجه حرارت هوای محیط، بایستی از درون یک مبدل حرارتی تماس غیر مستقیم عبور کند.

هزینه تمام شده کویل های سرمایش $0/38$ دلار بر ضریب عمومی انتقال گرما طرف هوا می باشد ($0/38 \text{ S/W/ } ^{\circ}\text{C}$) ضریب عمومی انتقال گرما برابر $109/82 \text{ w/m}$ است که با احتساب سطح حرارتی طرف هوا ($3951/14 \text{ m}^2$). هزینه کویل ها از ضرب ۳ عدد ذکر شده ($0/38 \text{ S/W/ } ^{\circ}\text{C} \times 3951/14 \text{ m}^2 \times 109/82 \text{ w/m}$) محاسبه خواهد گردید.

۳-۶- هزینه‌ی پمپ‌ها

جهت به چرخش درآوردن سیالات مورد بحث در بخش (۱-۶) می‌بایستی از الکترو پمپ استفاده شود. البته علاوه بر موارد ذکر شده که شامل آب‌خنک‌کن و آب‌سرد شده سیک است، سیکل جذبی دارای پمپ‌های محلول و مبرد نیز می‌باشد که قیمت آن‌ها بر روی دستگاه جذبی محاسبه می‌گردد.

رابطه‌های (۱-۶) و (۲-۶)، هزینه‌های پمپ آب‌سرد شده و آب‌خنک‌کن را نشان می‌دهد.

$$(۱-۶) \quad \text{هزینه‌ی پمپ آب‌سرد کننده} = 260000 \times (\text{gpm} / 10000)^{1/6}$$

$$(۲-۶) \quad \text{هزینه‌ی پمپ آب‌خنک‌کن} = 290000 \times (\text{gpm} / 10000)^{1/6}$$

مقادیر دبی آب‌سرد شده و آب‌خنک‌کن بر حسب گالن بر دقیقه (gpm) به ترتیب ۴۳۶۸ و ۷۵۱۲ می‌باشد.

با قرار دادن مقادیر فوق در رابطه‌های (۱-۶) و (۲-۶)، هزینه‌ی پمپ‌های انتقال آب بدست می‌آید.

۴-۶- هزینه‌ی تجهیزات متفرقه

تجهیزات اضافی دیگری برای تکمیل طرح سرمایه‌ش هوای ورودی مورد نیاز باشند که عبارتند از: برج خنک‌کن^۲، سیستم کنترل^۳، واحد الکتریکی^۴، ترانسفورماتور^۵، بویلر بازیاب^۶، و غیره می‌باشد.

۲_ Cooling Tower

۳_ System controls

۴_ Plant electrical

۵- Transform

۶_ Heah recovery steam generator

لازم به ذکر است که به علت در دسترس بودن آب دریا، برای دفع حرارت موجود در ابزوریر^۷ و کندانسور چیلر جذبی، نیازی به استفاده از برج خنک کن نمی‌باشد. حذف برج خنک ک از تجهیزات سرمایش هوا باعث کاسته شدن از میزان سرمایه‌گذاری اولیه می‌گردد.

همچنین در این بخش هزینه‌ی مربوط به بویلر بازیاب در نظر گرفته نمی‌شود. زیرا با استناد به مطالب بحث شده در فصول قبل، مبنی بر این که برای تأمین آب آشامیدنی جزیره‌ی کیش، اقدام به نصب بویلر بازیاب شده‌است و تنها قسمتی از بخار تولید شده که برابر ۷ تن بر ساعت از ۶۳ تن بر ساعت بخار تولیدی به مصرف چیلر جذبی می‌رسد.

هزینه‌ی ما بقی تجهیزات عبارتند از:

\$ ۲۵۰۰۰ = هزینه سیستم کنترل

\$ ۱۰۰۰ = واحد الکتریکی

\$ ۵۵۰۰ = ترانسفورماتور

کل هزینه‌های تجهیزات متفرقه از جمع مقادیر فوق به دست می‌آید.

۶ - ۵- هزینه‌ی تعمیر و نگهداری سالیانه

دستگاه‌ها و تجهیزات به کار گرفته شده برای طرح سرمایش هوای ورودی نیاز به اختصاص هزینه جهت تعمیر و نگهداری از آنها می‌باشند. زیرا قسمت‌های دوار مکانیکی مانند پمپ‌ها و دستگاه‌ها و قسمت‌هایی مانند چیلر، مبدل حرارتی و لوله‌ها که در معرض خوردگی قرار دارند، بایستی تعمیر و بازسازی شوند. درصدی از سرمایه‌گذاری اولیه که جهت تعمیرات و نگهداری در نظر گرفته شده‌است، عبارتند از:

^۷_ Absorber

درصد سرمایه‌ی کل	اجزاء
۵	چیلر لیتوم برماید - آب
۲	کوئل‌های سرمایش
۳	پمپ‌ها و لوله‌ها
۶	کنترل
۲	واحد الکتریکی
۲	ترانسفورمر

با منظور کردن مقدار درصدهای ذکر شده در میزان سرمایه‌گذاری شده، کل هزینه‌ی لازم جهت تعمیر و نگه‌داری محاسبه خواهد شد.

جدول (۶ - ۱) نتیجه‌ی ملاحظات اقتصادی انجام شده، در بخش‌های گذشته را به صورت خلاصه نشان می‌دهد.

پارامتر	بار سرمایش	بار سرمایش ماکزیمم
متوسط درجه حرارت محیط (°C)	۳۴	۳۴
متوسط درجه حرارت ورودی به کمپرسور (°C)	۱۵	۱۰.۷
درجه حرارت آب سرد شده در چیلر ورودی به مبدل حرارتی (°C)	۷	۷
درجه حرارت آب سرد شده در چیلر خروجی به مبدل حرارتی (°C)	۱۲	۱۲
تناژ چیلر (تن تبرید)	۱۶۴۰	۲۰۵۰
دبی آب سرد شده (تن بر ساعت)	۹۹۲	۱۲۴۰
افت فشار آب کندانسور و جلدب (mmH ₂ O)	۱۹/۴	۲۵/۲
دبی آب خنک کن (تن بر ساعت)	۱۷۰۶	۲۱۳۲
قدرت اضافی تولید شده در اثر فرآیند سرمایش (MW)	۲/۲۵۷۵	۳/۹۴۸۲
مصرف برق تجهیزات کمکی (KW)		
پمپ آب سرد کننده ($\eta = 0.85$)	۵۳۲/۳	۷۱۱
پمپ کندانسور و جاذب ($\eta = 0.85$)	۷۴۱/۴	۱۲۰۴
پمپ میرد	۱/۹	۳
پمپ محلول	۲۰/۴	۲۲/۲
پمپ خلاء	۰/۸	۰/۸
مجموع قدرت مصرفی تجهیزات چیلر	۱۲۸۷	۱۹۴۱
هزینه سرمایه گذاری اولیه تجهیزات مورد نیاز		
چیلر لیتوم برماید - آب (دلار)	۵۵۷۶۰۰	۶۰۷۰۰۰
کویل‌های سرمایش (دلار)	۱۶۸۹۰	۱۷۵۰۰۰
پمپها (دلار)	۱۰۱۰۹۰	۱۱۵۵۶۰
تجهیزات متفرقه (دلار)	۳۵۵۰۰	۳۵۵۰۰
جمع کل هزینه سرمایه گذاری (دلار)	۸۵۹۰۸۰	۱۰۲۳۰۶۰
هزینه تعمیر و نگهداری سالانه تجهیزات		

۳۴۸۵۰	۲۷۸۸۰	چیلر (دلار)
۳۵۰۰	۳۳۰۰	کویل سرمایش (دلار)
۳۴۶۷	۳۰۳۳	پمپها و لوله ها (دلار)
۱۵۰۰	۱۵۰۰	سیستم کنترل (دلار)
۲۰۰	۲۰۰	واحد الکتریکی (دلار)
۱۱۰	۱۱۰	ترانسفورماتور (دلار)
۴۳۶۲۷	۳۶۰۲۳	جمع کل هزینه تعمیرات سالیانه (دلار)

جدول (۱-۶) خلاصه هزینه های صرف شده برای طرح سرمایش هوای ورودی

۶-۶ - محاسبه‌ی دوره‌ی بازگشت سرمایه

قدرت و انرژی اضافی به‌سادگی از اختلاف بین خروجی توربین با و بدون سرمایش هوای ورودی به‌دست می‌آید، که این اختلاف با افزایش درجه حرارت محیط بیشتر می‌شود.

از مجموع ساعات خنک کاری هوا، برای محاسبه‌ی افزایش تولید انرژی سالیانه استفاده می‌شود.

در بیشتر مواقع مقدار درخواست پیک^۸ انرژی در تابستان رخ می‌دهد که برای تأمین الکتریسته‌ی دستگاه‌های تعویبه مطبوع استفاده می‌شود. حال، هر چه تعداد ساعات استفاده از سیستم سرمایش هوا بیشتر باشد، دوره‌ی بازگشت سرمایه نیز کوتاه‌تر خواهد بود.

در مناطقی مانند جزیره‌ی کیش که تعداد ماه‌های گرم سال بین ۵ تا ۷ ماه می‌باشد، دوره‌ی

بازگشت سرمایه نسبتاً سریع خواهد بود. ولی با توجه به بررسی‌هایی که بروی اطلاعات آب

^۸ Peak

وهوایی این منطقه صورت گرفته است، فقط در برخی از ساعات شبانه روز نیاز به استفاده از سیستم سرمایش می باشد.

با توجه به موارد ذکر شده، به طور متوسط، مدت زمان کارکرد سیستم سرمایش در کل ماه های گرم را می توان بین ۳ تا ۵ ماه در نظر گرفت.

دوره ی بازگشت سرمایه به مدت زمان کارکرد سیستم سرمایش، مقدار انرژی اضافی تولد و قیمت انرژی فروخته شده بستگی دارد. مدت زمان کارکرد سیستم، مطابق توضیحات داده شده، به طور متوسط ۳ و ۵ ماه در نظر گرفته شده است. مقدار انرژی اضافی تولید شده، نیز که در ازای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم بدست آمده، محاسبه و در جدول (۶ - ۱) نیز آورده شده است. هم چنین بهای انرژی فروخته شده نیز برابر ۰/۰۶ دلار به ازای هر کیلو وات ساعت است.

از این رو با معلوم بودن مقادیر فوق الذکر، دوره ی بازگشت سرمایه برای بار سرمایش متوسط و ماکزیمم، به ازای مدت زمان کارکرد سیستم از تقسیم کل هزینه ی سرمایه گذاری به علاوه ی هزینه ی تعمیرات بر مقدار سود حاصل از فروش قدرت اضافی تولیدی بدست می آید.

خلاصه ی نتایج دوره ی بازگشت سرمایه در جدول (۶ - ۱) آورده شده است.

پارامتر	بار سرمایش متوسط	بار سرمایش ماکزیمم
تولید بر مبنای ۹۰ روز در سال (دلار)	۴۲۲۱۷۲	۵۱۱۶۸۶
دوره بازگشت سرمایه (سال)	۲/۱۲	۲/۰۸۵
تولید بر مبنای ۱۵۰ روز در سال (دلار)	۷۰۳۶۲۰	۸۵۲۸۱۱
دوره بازگشت سرمایه (سال)	۱/۲۷۲	۱/۲۵۱

جدول (۶-۲) مقایسه بازگشت سرمایه

۶-۷ - عوامل انتخاب نهایی بار سرمایش

از دلایل فنی که به عنوان نکته‌ی منفی استفاده از بار سرمایش ماکزیمم در بخش (۵ - ۷)، مطرح گردید، می‌توان به کاهش یافتن دما در بعضی از ساعات شبانه روز که منجر به یخ زدگی هوا در پره‌های کمپرسور می‌شود، اشاره کرد.

از طرفی مطابق جدول (۶ - ۱)، اختلاف سرمایه‌گذاری بار متوسط و بار ماکزیمم بیش‌تر از یک‌صد و هفتاد هزار دلار می‌باشد، که با توجه به مقدار اختلاف قدرت تولیدی در اثر استفاده از این دو بار سرمایش ($700(kW)$) و هم‌چنین نزدیک بودن دوره‌ی بازگشت سرمایه‌ی آن‌ها، طراحی کل سیستم براساس بار سرمایش ماکزیمم، فاقد توجیه فنی و اقتصادی می‌باشد.

۶-۸ - جایگزینی واحد جدید تولید قدرت

بررسی‌های به‌عمل آمده نشان می‌دهد که با استفاده از سرمایش هوای ورودی در حدود ۳ مگاوات، قدرت خروجی توربین در ماه‌های گرم سال اضافه می‌شود. از روش‌های دیگر نیز مانند نصب یک واحد جدید توربین گاز برای تأمین همان مقدار مگاوات که از طرح سرمایش هوای ورودی بدست می‌آید، استفاده شود. با توجه به درجه حرارت بالای محیط، از مقدار قدرت خروجی نامی آن کاسته خواهد شد و به‌ناچار بایستی از توربینی که قدرت اسمی آن در حدود ۶ مگاوات است، استفاده گردد تا در مواقع پیک ۳ مگاوات را تولید نماید و چنین انتخابی از لحاظ اقتصادی فاقد توجیه منطقی می‌باشد، زیرا خرید توربین گاز بر اساس مگاوات اسمی است و عملاً نیمی از توان آن بدون استفاده می‌ماند. به‌کار گرفتن دیزل ژنراتور یکی از راه‌حل‌های تأمین قدرت می‌باشد که کمتری برخوردار است.

برای یک واحد دیزل ژنراتور که بتواند معادل قدرت اضافی تولید شده، در اثر فرآیند سرمایش را تأمین نماید، هزینه طرفیت آن ۴۷۹ دلار به‌ازای هر کیلووات می‌باشد.

با در نظر گرفتن ۱۰ درصد هزینه‌ی اضافی جهت تجهیزات کمکی و نصب آن‌ها، کل ارزش ظرفیت دستگاه، برابر ۵۳۰ دلار بر هر کیلووات می‌باشد.

در بخش بعدی از لحاظ مصرف سوخت، دو روش دیزل ژنراتور و طرح سرمایه‌ش هوای ورودی، با یکدیگر مقایسه خواهند شد.

۶-۹- مقایسه مصرف سوخت

عدم دسترسی به شبکه سراسری گاز رسانی در جزیره‌ی کیش، باعث شده که از گازوئیل به عنوان سوخت مصرفی استفاده گردد. سوخت مورد نیاز نیروگاه

کیش توسط شناورها به آن محل منتقل می‌گردد که خود هزینه‌ی حمل زیادی را عهده‌دار می‌شود.

مقدار متوسط مصرف سوخت هر واحد توربین گازی جزیره‌ی کیش در حدود دویست هزار تن در سال می‌باشد. همان‌طور که در فصل چهار آورده شده، با خنک شدن هوای ورودی، مصرف سوخت افزایش پیدا می‌کند.

مقدار سوختی که بابت قدرت اضافی تولید شده مصرف می‌گردد، برابر ۰/۵۳۶ تن بر ساعت است. در صورتی که برای دیزل ژنراتور ۳/۲۵ مگاواتی ۰/۸۳ تن بر ساعت خواهد بود. هزینه‌ی گازوئیل مصرفی خود از دو بخش تشکیل شده‌است که عبارتند از:

قیمت گازوئیل

هزینه‌ی حمل

قیمت هر تن گازوئیل برابر ۱۳/۵ دلار و هزینه‌ی حمل آن ۴/۵ دلار برای هر تن آن می‌باشد.

طرح سرمایه‌ش هوای ورودی علاوه بر کمتر بودن هزینه‌ی سرمایه‌گذاری آن نسبت به نصب دیزل ژنراتور جدید، از لحاظ صرفه‌جویی در مصرف سوخت نیز در اولویت می‌باشد.