فصل ۴

نیروگاه‌های گازی و چرخه ترکیبی

۱.۴ مقدمه

یکی دیگر از نیروگاه‌های کاربردی در شبکه‌های قدرت، نیروگاه‌های گازی [۲] می‌باشد که در کشور ما سهم کمی از تولید را (در حدود ۳۲/۹٪) بر عهده دارند. سیال این نیروگاه‌ها که بر پایه یک سیکل باز است، هوای محیط می‌باشد. تجهیزات اساسی این سیکل، کمپرسور، محفظه احتراق و توربین می‌باشد که نسبت به نیروگاه‌های بخاری بسیار کم است. این نوع نیروگاه‌ها بیشتر در بار پیک شبکه‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. تعداد نیروگاه‌های گازی موجود در کشور ما بسیار زیاد است که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به واحدهای گازی ری، سنندج، جنوب اصفهان، بوشهر، شیروان، شیراز، چابهار، شریعتی، مشهد و شهید سلیمی نکا اشاره نمود. در جدول ۲.۴ مشخصات تولیدی نیروگاه‌های گازی کشورمان در سال ۱۳۸۵ ارائه شده است.

با توجه به دو مشکل اساسی نیروگاه‌های گازی، یعنی بازده کم آن و تلفات حرارتی زیاد (ناشی از هوای داغ خارج شده از توربین گازی)، استفاده از نیروگاه‌های چرخه ترکیبی مفید به نظر می‌رسد. در واقع عموما سیکل‌های نیروگاه‌های چرخه ترکیبی، از دو سیکل گازی و بخاری تشکیل شده‌اند تا با استفاده از انرژی حرارتی هوای خارج شده از توربین نیروگاه گازی در دیگ‌بخار بازیاب سیکل بخاری، بخار مناسبی برای به چرخش درآوردن توربین بخار مهیا شود. در نتیجه، بازده این نوع نیروگاه‌ها و تلفات حرارتی آن‌ها نسبت به نیروگاه‌های گازی بهبود می‌یابد. از مهم‌ترین نیروگاه‌های چرخه ترکیبی کشورمان می‌توان به نیروگاه کازرون، گیلان، منتظر قائم کرج، شهید رجایی قزوین، فارس، شریعتی مشهد و نیشابور اشاره نمود.

[۲] Gas Power Plant

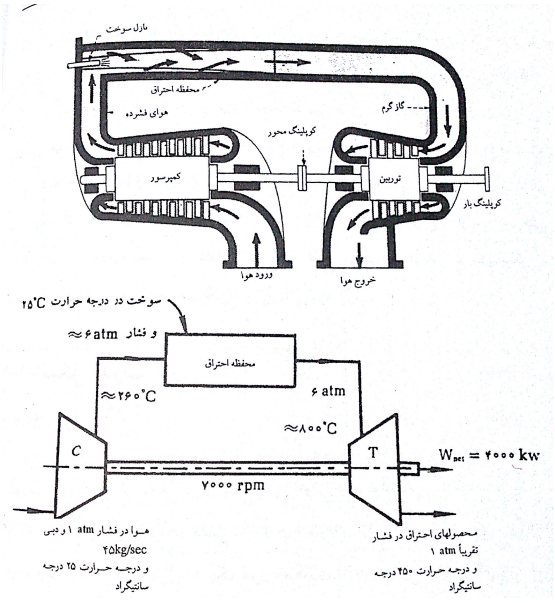
جدول ۱.۴: مشخصات نیروگاه‌های گازی ایران(در سال ۱۳۸۵)

نیروگاه	محل جغرافیای	زمان بهره‌برداری	تعداد واحدها	قدرت نامی هرواحدMW	مجموع تولید MW
ری	ری	۱۳۵۶-۵۷	۳۷	۷ × ۳۲ ۵ × ۲۴ ۳ × ۸۵ ۶ × ۳۲ ۱۶×۲۳/۷	۱۱۷۰/۲
جنوب اصفهان	اصفهان	۱۳۸۴	۵	۱۵۹	۷۹۵
سنندج	سنندج	۱۳۸۴-۸۵	۴	۱۵۹	۶۳۶
شیراز	شیراز	۱۳۴۶-۶۰	۸	۱ × ۶۰/۸ ۲ × ۲۶/۵ ۱ × ۲۵ ۱ × ۲۸/۵ ۱ × ۱۱/۸ ۲ × ۱۵	۲۰۹/۱
مشهد	مشهد	۱۳۵۳-۶۴ ۱۳۵۷	۴	۲ × ۱۸/۵ ۲ × ۷۹	۱۹۵
کنگان	کنگان	۱۳۷۴	۷	۶ × ۲۵ ۱ × ۱۴	۱۶۴
شیروان	شیروان	۱۳۶۱-۶۴	۶	۲۵	۱۵۰
شریعتی	مشهد	۱۳۶۳-۶۴	۶	۲۵	۱۵۰
کنارک	چابهار	۱۳۵۷	۶	۲۳/۷	۱۴۲/۲
شهید مدحج	اهواز	۱۳۵۴-۷۷	۴	۳۲	۱۲۸
زاهدان	زاهدان	۱۳۶۶و۷۴	۵	۱ × ۲۵ ۱ × ۲۴/۸ ۳×۲۴/۴۶	۱۲۳/۱۸
یزد	یزد	۱۳۷۷	۲	۶۰	۱۲۰
شهید بهشتی	لوشان	۱۳۵۶	۲	۶۰	۱۲۰
کیش	کیش	۱۳۷۰-۸۵	۵	۳۷/۵ ۲۴/۵ ۴۷	۲۹۰
صوفیان	تبریز	۱۳۶۳-۶۴	۴	۲۵	۱۰۰
شهید زنبق	شمال یزد	۱۳۵۶-۵۸	۴	۲۴/۲۵	۹۷
هسا	شاهین‌شهر	۱۳۶۸-۷۰	۳	۲۹/۲	۸۷/۶
قاین	قاین	۱۳۶۷	۳	۲۵	۷۵
بوشهر	بوشهر	۱۳۵۴-۷۲	۳	۲۴/۵	۷۳/۵
تبریز	تبریز	۱۳۵۷	۲	۳۲	۶۴
دورود (باختر)	دورود	۱۳۵۶	۲	۳۰	۶۰
ارومیه	ارومیه	۱۳۶۰	۲	۳۰	۶۰
بندرعباس	بندرعباس	۱۳۸۱	۲	۲۵	۵۰
پرند	تهران	۱۳۸۵	۶	۱۵۹	۹۵۴
سمنان	سمنان	۱۳۷۸	۲	۱۲/۵	۲۵
فرگ داراب	داراب	سیار	۳	۱/۴	۴/۲

۲.۴ سیکل قدرت گازی

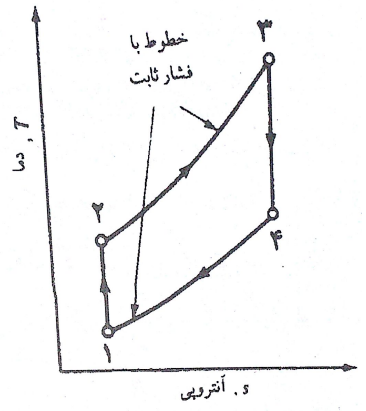
۱.۲.۴ مقدمه

توربین‌های گازی از ساده‌ترین و ابتدائی‌ترین موتورهای مولد قدرت هستند. با پیشرفت فن و شناخت آلیاژهای مقاوم در مقابل درجه حرارت‌های بالا، بازده این نوع نیروگاه‌های گازی افزایش یافته است. طرز کار یک نیروگاه گازی به این صورت است که ابتدا هوا با دما و فشار محیط به طور پیوسته وارد کمپرسور [۱] می‌شود و پس از عمل تراکم تحت یک تحول بی‌دررو، وارد محفظه احتراق [۲] می‌گردد. با پاشش سوخت و احتراق آن، هوای عبوری از محفظه احتراق تحت تحول فشار ثابت، گرم می‌شود. در نتیجه هوای خروجی از این محفظه، دارای فشار و درجه حرارت بالایی است که دارای انرژی جنبشی و پتانسیل بسیار زیادی می‌باشد. این هوا با عبور از پره‌های ثابت و متحرک توربین گازی، محور روتور توربین را به گردش در می‌آورد. در این حال، محور توربین علاوه بر این که محور کمپرسور را می‌چرخاند، قادر به انجام کار مفید برروی محور روتور ژنراتور است. طرح کلی یک سیکل ساده توربین گازی به همراه مشخصات یک سیکل واقعی توربین گازی در شکل ۴.۴ نشان داده شده است.

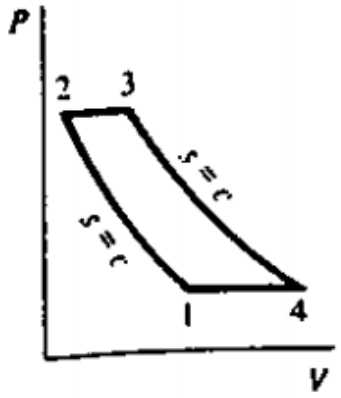


شکل ۱.۴: سیکل توربین گازی الف) سیکل واقعی ب) سیکل استاندارد برایتون

[۱] Compressor
[۲] Combustion Chamber or reactor [3]



شکل ۲.۴: منحنی T-S سیکل استاندارد برایتون



شکل ۳.۴: منحنی P-V سیکل استاندارد برایتون

معایب نیروگاه توربین گازی در یک سیستم برق در زیر آورده شده است [۲]:

۱. کار زیاد کمپرسور. از آنجایی که توان مورد نیاز برای حرکت‌دادن کمپرسور نسبتا بیشتر از توان لازم برای یک پمپ با همان افزایش فشار است، در نتیجه کمپرسور بخش زیادی از کارانجام‌شده توسط توربین را مصرف می‌کند.

۲. تلفات خروجی [۱] زیاد. به دلیل آنکه دمای گاز خروجی بسیار بالا می‌باشد و همچنین میزان گاز

[۱] Exhaust loss

جاری‌شده با توجه به نسبت سوخت_ هوا استفاده شده، زیاد است.

۳. بازده پایین ماشین. از آنجایی که به دلیل افزایش کار ورودی کمپرسور، بازده آن (η_C) کاهش می‌یابد و در نتیجه با کاهش بازده توربین (η_T) ، کار خروجی آن کاهش می‌یابد. در مقدار مشخص (η_T) و (η_C)، وضعیتی پیش می‌آید که در آن کمپرسور توان بیشتری از مقداری که توربین تولید می‌کند را مصرف می‌نماید. بنابراین، بازده‌های توربین و کمپرسور باید آنقدر زیاد باشد تا کار خروجی قابل قبول را تولید نماید.

۴. بازده پایین سیکل. به دلیل تلفات خروجی زیاد، کار زیاد کمپرسور و بازده پایین ماشین.

۵. هزینه زیاد سوخت. به دلیل آنکه هزینه نفت سفید [۱] و دیگر سوخت‌های استفاده شده بیشتر از زغال‌سنگ است. همچنین این سوخت همیشه و در همه‌جا وجود ندارد.

با توجه به موارد بالا، هزینه تولید توان در یک نیروگاه گازی بالا است. با این حال، یک نیروگاه گازی مزایای زیر را خواهد داشت [۲]:

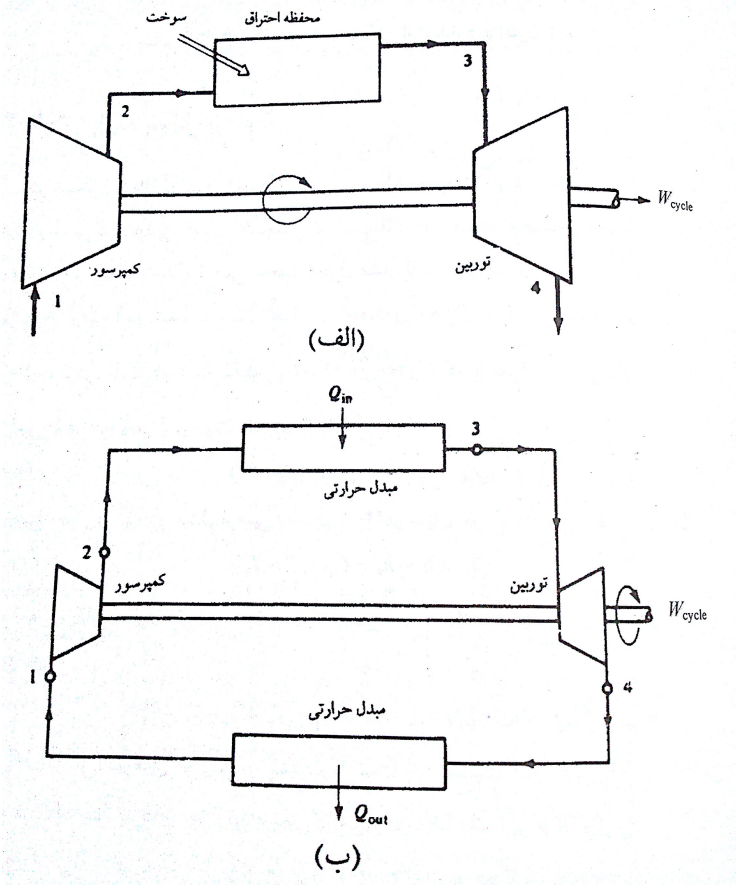
۱. هزینه نصب [۲] پایین.

۲. زمان نصب کوتاه.

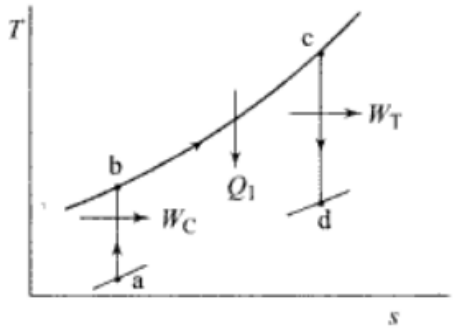
۳. به سرعت می‌توان آن را روشن و یا خاموش نمود.

۴. سرعت بالا در پاسخ به بار.

[۱] Kerosene
[۲] Installation



شکل ۴.۴: سیکل توربین گازی نمونه



شکل ۵.۴: نمودار T-S سیکل باز نیروگاه گازی [۲]

۲.۲.۴ سیکل استاندارد برایتون

در سیکل اصلی برایتون، به جای تحول احتراق در محفظه احتراق، یک تحول انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود. همچنین با فرستادن گازهای خروجی از توربین به یک مبدل حرارتی فرضی، آن را به شرایط محیط می‌رسانند تا به این ترتیب، سیکل را بسته در نظر بگیریم. هوای این سیکل را گازی کامل (با گرمای ویژه ثابت و دبی جرمی ثابت) در نظر می‌گیریم و تحول‌های تراکم (در کمپرسور) و انبساط (در توربین) را برگشت‌پذیر و بی دررو فرض می‌کنیم. با این شرایط، می‌توان گفت که سیال گاز هوا، یک سیکل ترمودینامیکی بسته را طی می‌کند. ارزش این سیکل استاندارد آن است که می‌توان اثر بعضی از متغیرها را روی کارکرد سیکل به طور کمی و کیفی مورد مطالعه قرار داد؛ ولی به هر حال نتایج حاصل شده با یک سیکل واقعی متفاوت است. این سیکل استاندارد برایتون به همراه منحنی T-S و P-V آن در شکل‌های ۱.۴، ۲.۴ و ۳.۴ رسم شده است. این سیکل از دو تحول آنتروپی ثابت (تحول‌های در کمپرسور و توربین) و دو تحول فشار ثابت (تحول در محفظه احتراق و سیستم خنک‌کن فرضی گاز) تشکیل شده است. اعداد روی شکل با مقادیر واقعی آن‌ها تفاوت چندانی ندارند.

۳.۲.۴ بازده سیکل برایتون

در سیکل ایده‌آل برایتون تحول تراکم و انبساط به صورت آیزنتروپیک (آنتروپی ثابت یا بی‌دررو برگشت‌پذیر) است. همچنین تحول انتقال حرارت در محفظه احتراق و تحول دریافت حرارت در مبدل فرضی، تحت تحول فشار ثابت صورت می‌گیرد.

میزان حرارت داده شده به سیال هوا در محفظه احتراق با فرض ثابت بودن ضریب گرمای ویژه ثابت در فشار ثابت C_P ($C_P = \left.\frac{\partial h}{\partial T}\right|_P$ که h معرف آنتالپی و T دمای گاز می‌باشد) مقدار زیر است (تحول ۲-۳):

$$Q_A = h_۳ - h_۲ = C_P.(T_۳ - T_۲) \qquad (۱.۴)$$

همچنین حرارتی که در مبدل فرضی (تحول ۴-۱) از سیال هوا گرفته می‌شود، برابر است با:

$$Q_R = h_۱ - h_۴ = C_P.(T_۱ - T_۴) \qquad (۲.۴)$$

کار توربین در واحد جرم گاز به صورن زیر خواهد بود[۳]:

$$W_T = C_P(T_۴ - T_۳) \qquad (۳.۴)$$

اندازه کار کمپرسور[۳]:

$$|W_C| = C_P(T_۲ - T_۱) \tag{۴.۴}$$

با توجه به قانون اول ترمودینامیک که به صورت $\Delta W = \Delta Q$ است، آنگاه می‌توان نوشت که:

$$W_{net} = \sum Q = (h_۳ - h_۲) + h_۱ - h_۴ = C_P.(T_۳ + T_۱ - T_۲ - T_۴) \tag{۵.۴}$$

که W_{net} تفاضل کارهای توربین و کمپرسور است که سیستم، این مقدار کار را با خارج مبادله می‌کند. پس بازده حرارتی سیکل را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_A} = ۱ - \frac{h_۴ - h_۱}{h_۳ - h_۲} \tag{۶.۴}$$

در صورتی که γ_P را نسبت فشار سیکل به صورت $\gamma_P = \frac{P_۲}{P_۱} = \frac{P_۳}{P_۴}$ تعریف کنیم، آنگاه با توجه به روابط فشار و دما در تحول ایزوآنتروپیک گاز کامل هوا می‌توان نوشت[۳]:

$$\frac{T_۲}{T_۱} = \left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{K-۱}{K}} = \gamma_P^{\frac{K-۱}{K}} \tag{۷.۴}$$

$$\frac{T_۳}{T_۴} = \left(\frac{P_۳}{P_۴}\right)^{\frac{K-۱}{K}} = \left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\frac{K-۱}{K}} = \gamma_P^{\frac{K-۱}{K}} \tag{۸.۴}$$

که K ضریب ثابت گرمای ویژه گاز کامل است و به صورت نسبت $\frac{C_P}{C_V}$ تعریف می‌شود. ضریب C_V بیانگر ضریب گرمای ویژه در حجم ثابت است که به صورت $C_V = \left.\frac{\partial u}{\partial T}\right|_V$ تعریف می‌شود u) انرژی داخلی سیستم می‌باشد).

با توجه به توضیحات بالا، می‌توان کار توربین، کمپرسور و کل کار سیستم را به صورت زیر نوشت:

$$W_T = C_P.T_۳\left(۱ - \frac{۱}{\gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}}\right) \tag{۹.۴}$$

$$|W_C| = C_P.T_۲\left(۱ - \frac{۱}{\gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}}\right) \tag{۱۰.۴}$$

$$W_{net} = W_T - |W_C| = C_P(T_۳ - T_۲)\left(۱ - \frac{۱}{\gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}}\right) = C_P(T_۳ - T_۱\gamma_P^{\frac{K-۱}{K}})\left(۱ - \frac{۱}{\gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}}\right) \tag{۱۱.۴}$$

یا می‌توان کار کل سیستم را به صورت زیر نوشت:

$$W_{net} = C_P \left[T_۱ (۱ - \gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}) + T_۳ \left(۱ - \frac{۱}{\gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}} \right) \right] \quad (۱۲.۴)$$

از دو رابطه ۷.۴ و ۸.۴ نتیجه می‌شود که:

$$\frac{T_۴ - T_۱}{T_۱} = \frac{T_۳ - T_۲}{T_۲} \quad (۱۳.۴)$$

در نتیجه،

$$\frac{T_۴}{T_۱} - ۱ = \frac{T_۳}{T_۴} - ۱ \quad (۱۴.۴)$$

$$\frac{T_۴ - T_۱}{T_۳ - T_۲} = \frac{T_۱}{T_۲} = \frac{T_۴}{T_۳} \quad (۱۵.۴)$$

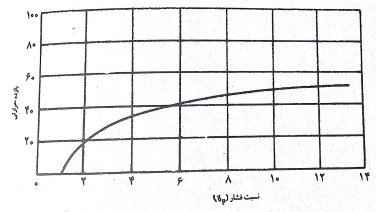
در نهایت، بازده حرارتی سیکل برایتون (ارائه شده در رابطه ۶.۴) را می‌توان با استفاده از معادله ۱۵.۴ و به صورت زیر ساده نمود:

$$\eta_t = ۱ - \frac{T_۱}{T_۲} = ۱ - \gamma_P^{\frac{(۱-K)}{K}} \quad (۱۶.۴)$$

در سیکل ایده‌آل برایتون، چهار درجه حرارت مختلف وجود دارد. این در حالی است که در سیکل ایده‌آل کارنو فقط دو درجه حرارت بالا و پایین وجود دارد و بازده آن به صورت

$$\eta_C = ۱ - \frac{T_۱}{T_۳} \quad (۱۷.۴)$$

می‌باشد که $T_۱$ و $T_۳$ به ترتیب، پایین‌ترین و بالاترین درجه حرارت سیکل هستند. با توجه به این که $\frac{T_۱}{T_۳} < \frac{T_۱}{T_۲}$ است، لذا بازده سیکل کارنو بیشتر از بازده سیکل برایتون خواهد بود. تغییرات بازده حرارتی این سیکل بر حسب نسبت فشار γ_P در شکل ۶.۴ نشان داده شده است.



شکل ۶.۴: تغییرات بازده حرارتی یک سیکل برایتون بر حسب نسبت فشار

با توجه به معادلات ۱۱.۴ و ۱۲.۴ می‌توان نتیجه‌گیری‌های زیر را انجام داد[۳]:

۱. اگر $T_۱$، $T_۳$ ، γ_P و K ثابت فرض شوند، آنگاه کار در واحد جرم گاز ارتباط مستقیم با C_P خواهد داشت. به همین دلیل، هلیوم [۱] می‌تواند در مقایسه با هوا کار بیشتری انجام دهد (در دمای پایین).

۲. با فرض ثابت بودن تمام متغیرها، گازی که K آن بیشتر باشد، یعنی $\frac{K-۱}{K}$ آن بیشتر باشد، کار بیشتری انجام خواهد داد. باز هم، هلیوم بهتر از هوا خواهد بود.

با مشتق‌گیری از معادله ۱۲.۴ نسبت به γ_P و برابر صفر قرار دادن آن، می‌توان مقدار نسبت فشار بهینه ($\gamma_{P_{opt}}$) را بدست آورد. با این کار مقدار $T_۲$ به صورت زیر بدست خواهد آمد:

$$T_۲ = (T_۱T_۳)^{\frac{۱}{۲}} \qquad (۱۸.۴)$$

و از آنجایی که $\frac{T_۱}{T_۱} = \frac{T_۳}{T_۴} = \gamma_P^{\frac{K-۱}{K}}$ (برای همان نسبت فشار)، داریم:

$$(T_۲ = T_۴)_{opt} \qquad (۱۹.۴)$$

و

$$\gamma_{P_{opt}} = \left(\frac{T_۲}{T_۱}^{\frac{K}{K-۱}}\right) = \left(\frac{T_۳}{T_۱}^{\frac{K}{۲(K-۱)}}\right) \qquad (۲۰.۴)$$

مثال ۴,۱ *مقدار نسبت فشار مورد نیاز در یک سیکل ایده‌آل برایتون را برای تولید ۶۰۰ وات کار شبکه با استفاده از*

(الف) هلیوم ($C_P = ۱/۲۵۰$ و $K = ۱/۶۵۹$)

(ب) هوا ($C_P = ۰/۲۴$ و $K = ۱/۴$) *بدست آورید. دمای اولیه و ماکزیمم سیکل به ترتیب برابر ۵۰۰ و ۲۵۰۰ درجه است. همچنین نسبت فشار بهینه برای هر دو گاز را محاسبه کنید.*

۱. هلیوم

$$\frac{K-۱}{K} = ۰/۳۹۷۲$$

$$۶۰۰ = ۱/۲۵(۲۵۰۰ - ۵۰۰\gamma_P^{۰/۳۹۷۲})\left(۱ - \frac{۱}{\gamma_P^{۰/۳۹۷۲}}\right)$$

[۱] Helium

یا

$$(\gamma_P^{\frac{\gamma}{\gamma}\gamma\gamma\gamma})^{\gamma} - \delta/\cdot\gamma(\gamma_P^{\frac{\gamma}{\gamma}\gamma\gamma\gamma}) + \delta = \cdot$$

با حل معادله بالا دو مقدار بدست خواهد آمد:

$$\gamma_P = \gamma/\text{۱۶و}\gamma\text{۶/۶۲}$$

$$\gamma_{P_{opt}} = \left(\frac{\text{۲۵۰۰}}{\text{۵۰۰}}\right)^{\frac{\text{۱/۶۵۹}}{\gamma(\text{۱/۶۵۹}-\text{۱})}} = \text{۷/۵۸}$$

۲. هوا

$$\frac{K-\text{۱}}{K} = \cdot/\text{۲۸۵۷}$$

$$\text{۶۰۰} = \cdot/\text{۲۴}(\text{۲۵۰۰} - \text{۵۰۰}\gamma_P^{\frac{\gamma}{\gamma}\text{۸۵۷}})\left(\text{۱} - \frac{\text{۱}}{\gamma_P^{\frac{\gamma}{\gamma}\text{۸۵۷}}}\right)$$

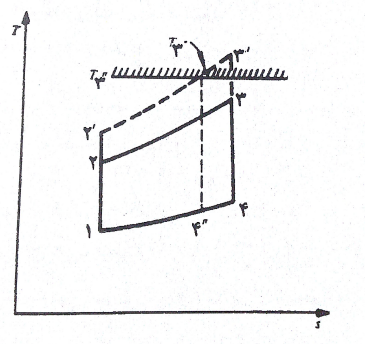
یا

$$(\gamma_P^{\frac{\gamma}{\gamma}\text{۸۵۷}})^{\gamma} - (\gamma_P^{\frac{\gamma}{\gamma}\text{۸۵۷}}) + \delta = \cdot$$

با حل معادله بالا مقادیر مختلط بدست می‌آید که قابل قبول نیست. یعنی هوا قادر به تولید کار ۶۰۰ وات نیست.

$$\gamma_{P_{opt}} = \left(\frac{\text{۲۵۰۰}}{\text{۵۰۰}}\right)^{\frac{\text{۱/۴}}{\gamma(\text{۱/۴}-\text{۱})}} = \text{۱۶/۷۲}$$

همانگونه که از شکل ۶.۴ مشخص است، بازده حرارتی سیکل با ازدیاد نسبت فشار، افزایش می‌یابد؛ ولی افزایش نسبت فشار، باعث بالا رفتن درجه حرارت سیال ورودی به توربین (درجه حرارت $T_۳$) می‌شود. با توجه به این که با بالا رفتن درجه حرارت سیال ورودی به توربین، مقاومت پره‌های توربین باید در مقابل درجه حرارت، بالا رود، در نتیجه نمی‌توان $T_۳$ را به هر مقدار دلخواهی افزایش داد؛ بلکه محدوده‌ای برای افزایش دمای $T_۳$ وجود دارد. به عنوان مثال اگر $T_{۳''}$ حداکثر درجه حرارت قابل تحمل پره‌ها باشد، آنگاه مطابق شکل ۷.۴با افزایش نسبت فشار (از تحول ۱ - ۲ به $۱ - ۲'$) باید در محفظه احتراق حرارت کمتری به هوا داده شود تا درجه حرارت هوا به $T_{۳'}$ نرسد.



شکل ۷.۴: اثرات حداکثر درجه حرارت سیال ورودی به توربین بر روی بازده سیکل

در این حالت با وجود ازدیاد بازده حرارتی سیکل، کار تولید شده به ازای واحد جرم هوا که سیکل را طی می‌کند، کمتر خواهد بود. بدین منظور تحقیقات گسترده‌ای صورت گرفته است تا با روش‌های متنوعی از جمله خنک کردن پره‌های توربین، حداکثر درجه حرارت قابل تحمل پره‌ها افزایش داده شود تا کار توربین و بازده سیکل به مقدار قابل توجهی افزایش یابد.

برای بالا بردن بازده سیکل گازی برایتون، راه‌های مختلفی وجود دارد که عبارتند از:

۱ـ سیکل توربین گازی با عمل بازیاب

۲ـ سیکل توربین گازی با تراکم چند مرحله‌ای

۳ـ سیکل توربین گازی با انبساط چند مرحله‌ای

۳.۴ نیروگاه‌های چرخه ترکیبی

۱.۳.۴ مقدمه

همانگونه که در مبحث سیکل ترمودینامیکی نیروگاه‌های گازی بیان نمودیم، بازده این نیروگاه‌ها (به خاطر تلفات حرارتی بسیار زیاد آن‌ها) نسبت به نیروگاه‌های بخار بسیار کم است. در توربین‌های گازی، دمای هوای با فشار زیاد، حدود ۱۱۰ تا ۱۲۵۰ درجه سانتیگراد است و سیال هوا پس از انبساط در توربین به دمای حدود نصف دمای ورودی به توربین می‌رسد. پس انرژی بسیار زیادی در هوای خروجی از توربین وجود دارد. در قسمت نیروگاه گازی یکی از راه‌های استفاده از این حرارت و افزایش بازده سیکل، استفاده از مبدل بازیاب بود. در این مبدل، با توجه به اختلاف دمای سیال خروجی از توربین و کمپرسور، انتقال حرارت از سیال خروجی از توربین هوای خروجی از کمپرسور صورت می‌گیرد. در آن‌جا نشان دادیم که استفاده از سیکل بازیاب، کار خروجی سیکل را افزایش نمی‌دهد؛ ولی با توجه به کاهش

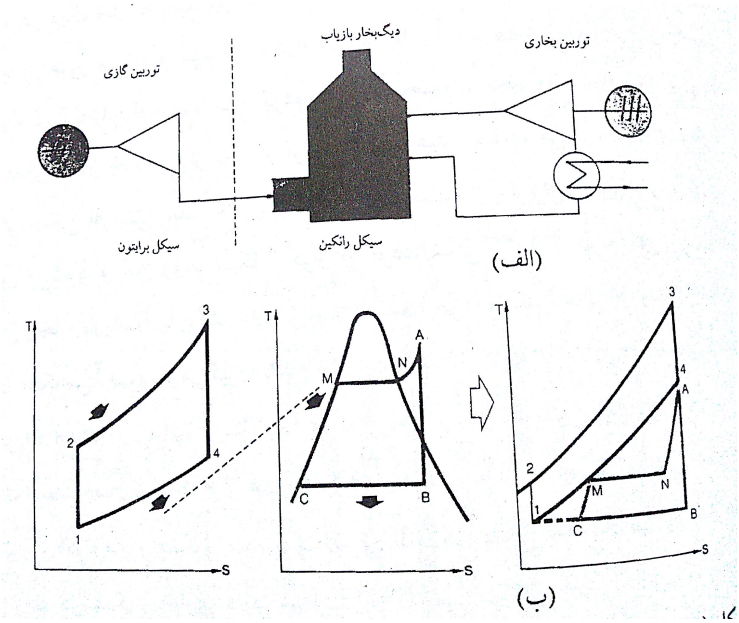
حرارت انتقالی در محفظه احتراق، بازده سیکل افزایش می‌یابد. البته در سیکل‌های بازیاب واقعی، به خاطر افت فشار سیال در لوله‌های مبدل بازیاب، کار سیکل هم مقداری کاهش می‌یابد؛ در نتیجه نسبت فشار سیکل $\gamma_P = \frac{P_۲}{P_۱} = \frac{P_۳}{P_۴}$ هم کاهش پیدا می‌کند. از طرف دیگر با استفاده از مبدل بازیاب، به خاطر لوله‌های بزرگ و سطوح تبادل حرارتی در این مبدل، هزینه ثابت این نوع نیروگاه‌ها افزایش می‌یابد؛ بنابراین بالا بردن بازده نیروگاه‌های گازی از طریق بازیاب، روش پرهزینه‌ای است.

یکی از راه‌های بسیار مناسب در بالا بردن بازده نیروگاه‌های گازی و افزایش کار سیکل، استفاده از انرژی بسیار زیاد موجود در گازهای خروجی از توربین‌های گازی (برای تولید بخار در یک نیروگاه بخار) می‌باشد. به چنین نیروگاه‌هایی که ترکیبی از توربین‌های گازی و توربین‌های بخار است، نیروگاه چرخه ترکیبی می‌گویند. اجرای چنین سیکل ترکیبی امکان‌پذیر است؛ زیرا دمای سیال ورودی به توربین‌های گازی با قدرت زیاد، بسیار بالا (بین ۱۱۰۰ تا ۱۴۵۰ درجه سانتیگراد) است و این در حالی است که دمای سیال ورودی به توربین بخار، نسبتا پایین (بین ۵۴۰ تا ۶۵۰ درجه سانتیگراد) می‌باشد. پس امکان انتقال حرارت از گازهای خروجی از توربین گازی به سیال سیکل بخار امکان‌پذیر می‌باشد. در جدول ، مشخصات نیروگاه‌های چرخه ترکیبی کشورمان در سال ۱۳۸۵ ارائه شده است. البته بیشتر این نیروگاه‌ها فقط واحدهای گازی آن مورد استفاده قرار گرفته است و هنوز واحدهای بخار آن‌ها به مرحله بهره‌برداری نرسیده‌اند. همچنین سهم ظرفیت نامی این نیروگاه‌ها از ظرفیت نصب شده کل کشور در سال ۱۳۸۵ برابر ۱۷٪ می‌باشد.

جدول ۲.۴: مشخصات نیروگاه‌های چرخه ترکیبی ایران(در سال ۱۳۸۵)

نیروگاه	محل جغرافیای	زمان بهره‌برداری	تولید واحد گازی MW	تولید واحد بخارMW	مجموع تولید MW
دماوند	دماوند	۱۳۸۲-۸۴	۱۲ × ۱۰۸	-----	۱۹۰۸
گیلان	رشت	۱۳۷۱ ۱۳۷۶	۶×۱۴۳/۲ -----	----- ۳×۱۴۸/۸	۱۳۰۵/۶
کرمان	کرمان	۱۳۸۰-۸۱	۸ × ۱۵۹	-----	۱۶۰۰
شهید رجایی	قزوین	۱۳۷۳ ۱۳۸۰	۶×۱۲۳/۸ -----	----- ۳ × ۱۰۰	۱۰۴۲/۸
فارس	شیراز	۱۳۷۴-۷۷ ۱۳۸۱	۶×۱۲۳/۴ -----	----- ۳ × ۱۰۰	۱۰۴۰/۴
نیشابور	نیشابور	۱۳۷۳-۷۷ ۱۳۸۱-۸۲	۶×۱۲۳/۴ -----	----- ۳ × ۱۰۰	۱۰۴۰/۴
منتظر قائم	کرج	۱۳۷۱ ۱۳۷۸	۶ × ۱۱۶/۲۵ -----	----- ۱ × ۱۰۰	۹۹۷/۵
هرمزگان	بندرعباس	۱۳۸۳-۸۴	۶ × ۱۶۵	-----	۹۹۰
شیروان	شیروان	۱۳۸۴-۸۵	۵ × ۱۵۹	-----	۷۹۵
قم	قم	۱۳۷۲ ۱۳۷۶	۴×۱۲۸/۵ -----	----- ۲ × ۱۰۰	۷۱۴
کازرون	کازرون	۱۳۷۳ ۱۳۸۱	۲ × ۱۲۸ ۲ × ۱۵۹	----- -----	۵۷۴
آبادان	آبادان	۱۳۸۱-۸۲	۴ × ۱۲۳/۴	-----	۴۹۳/۶
شهید سلیمی	نکا	۱۳۶۹ ۱۳۸۵	۲×۱۳۷/۵ -----	----- ۱ × ۱۶۱	۴۳۶
یزد	یزد	۱۳۷۹ ۱۳۸۵	۲×۱۲۳/۴ -----	----- ۱ × ۱۶۱	۴۰۷/۸
خوی	خوی	۱۳۷۶ ۱۳۸۱	۲×۱۲۳/۴ -----	----- ۱×۱۰۲/۵	۳۴۹/۳
شریعتی	مشهد	۱۳۷۳ ۱۳۸۲	۲×۱۳۲/۴ -----	----- ۱ × ۱۰۰	۳۴۶/۸
ارومیه	ارومیه	۱۳۸۵	۱ × ۱۵۹	-----	۱۵۹

این سیکل‌ها علاوه بر داشتن بازده و توان بالا، دارای مزایای دیگری از قبیل انعطاف‌پذیری در تولید، راه‌اندازی سریع قسمتی از تولید، مناسب بودن برای بارهای پایه و عملکرد دوره‌ای می‌باشد. البته این نوع نیروگاه‌ها دارای مشکلات و معایبی هم هستند که از آن جمله می‌توان به وابستگی تولید واحدهای بخار آن به واحدهای گازی و تفاوت طول عمر هر دو نوع واحد اشاره نمود. طرح کل سیکل ترمودینامیکی نیروگاه چرخه ترکیبی در شکل ۸.۴ـالف نشان داده شده است، که حرارت خروجی از توربین گازی در دیگ‌بخار بازیاب نیروگاه بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۸.۴: سیکل ترمودینامیکی نیروگاه چرخه ترکیبی الف) طرح کلی سیکل ب) منحنی T-S سیکل گازی، بخار و چرخه ترکیبی

همچنین نمودار T-S نیروگاه بخار، گازی و چرخه ترکیبی در شکل ۸.۴ـب نشان داده شده است. همان‌گونه که مشخص است، حرارت خارج‌شده از توربین گازی (که سطح زیر منحنی ۴-۱ است) در دیگ‌بخار بازیاب استفاده می‌شود. به عبارت دیگر، منحنی T-S نیروگاه بخار زیر سطح منحنی ۱-۴ قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که به دیگ‌بخار بازیاب و توربین بخار، سیستم احیای انرژی (ERS [۱]) می‌گوییم.

۲.۳.۴ محاسبه بازده نیروگاه چرخه ترکیبی

در این نوع نیروگاه‌ها، حرارت داده شده به کل سیکل در دو قسمت صورت می‌گیرد: یکی در محفظه احتراق مربوط به سیکل گازی و دیگری در دیگ‌بخار بازیاب در سیکل بخار می‌باشد. اگر مقدار این دو حرارت را با $Q_۱$ و $Q_۲$ و بازده در سیکل گازی و بخار را با $\eta_۱$ و $\eta_۲$ نشان دهیم، آنگاه بازده سیکل نیروگاه چرخه ترکیبی η به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta = \frac{\text{کل کار انجام شده توسط سیکل}}{\text{کل حرارت داده شده به سیکل}} = \frac{W_۱ + W_۲}{Q_۱} = \frac{\eta_۱.Q_۱ + \eta_۲.Q_۲}{Q_۱} \qquad (۲۱.۴)$$

[۱] Energy Recovery System

همچنین با توجه به روابط مربوط به بازده هر یک از نیروگاه‌ها داریم:

$$\eta_۱ = \frac{W_۱}{Q_۱}, \quad \eta_۲ = \frac{W_۲}{Q_۲} \tag{۲۲.۴}$$

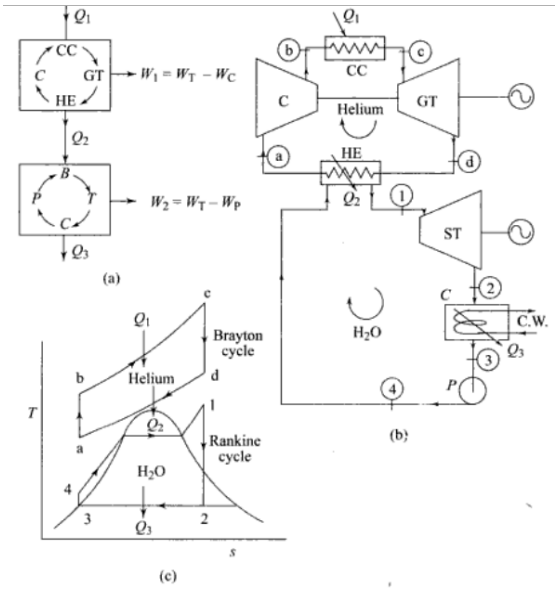
علاوه بر این، طبق قانون اول ترمودینامیک برای سیکل اول داریم:

$$Q_۱ - Q_۲ = W_۱ \Rightarrow Q_۲ = Q_۱ - \eta_۱.Q_۱ = Q_۱(۱ - \eta_۱) \tag{۲۳.۴}$$

دو سیکل نیروگاه را که به صورت شکل ۹.۴با هم سری شده‌اند در نظر بگیرید. نیروگاه بالایی با سیکل برایتون و نیروگاه پایینی با سیکل رانکین عمل می‌کند. سیال در سیکل بالایی هلیوم و در سیکل پایینی آب است. بازده کل را می‌توان به صورت زیر بدست آورد[۲]:

$$\eta = \eta_۱ + \eta_۲ - \eta_۱\eta_۲ \tag{۲۴.۴}$$

در معادله بالا $\eta_۱$ و $\eta_۲$ به ترتیب بازده حرارتی [۱] سیکل برایتون و سیکل رانکین هستند.



شکل ۹.۴: سیکل ترکیبی برایتون-رانکین نیروگاه[۲]

تلفات گرما بین دو نیروگاه سری

در بخش قبل فرض شده بود که تمام گرما خارج‌شده از نیروگاه بالایی توسط نیروگاه پایینی جذب می‌گردد. اما، همواره مقداری اتلاف گرما وجود دارد و گرمای جذب شده کمتر از گرمای خارج‌شده

[۱] thermal efficiencies

خواهد بود[۲].

با توجه به شکل فرض کنید که Q_L تلفات گرما بین دو نیروگاه باشد. بازده کل نیروگاه به صورت زیر خواهد بود:

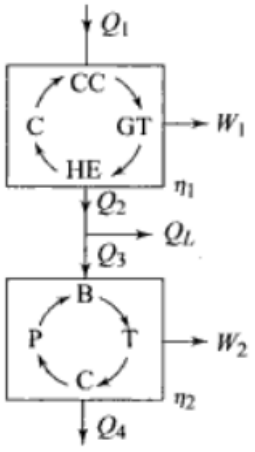
$$\eta = \frac{W_۱ + W_۲}{Q_۱} \tag{۲۵.۴}$$

همچنین داریم:

$$\eta_۱ = \frac{W_۱}{Q_۱},\ \eta_۲ = \frac{W_۲}{Q_۳},\ Q_۳ = Q_۲ - Q_L = Q_۱(۱ - \eta_۱) - Q_L \tag{۲۶.۴}$$

بنابراین:

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_۱ + \eta_۲\frac{Q_۳}{Q_۱} = \eta_۱ + \eta_۲[(۱ - \eta_۱) - \frac{Q_L}{Q_۱}] \\ &= \eta_۱ + \eta_۲ - \eta_۱\eta_۲ - \eta_۲ x_L\end{aligned} \tag{۲۷.۴}$$



شکل ۱۰.۴: تلفات گرما بین دو نیروگاه[۲]

در معادله بالا x_L بیانگر نسبت گرما تلف شده ($\frac{Q_L}{Q_۱}$) است. بازده کل را می‌توان به صورتی دیگر نیز بیان نمود. نسبت $\frac{Q_۳}{Q_۲}$ بازده بویلر در نیروگاه پایینی است. بنابراین:

$$\eta_B = \frac{Q_۳}{Q_۲} = ۱ - \frac{Q_۱}{Q_۲} \tag{۲۸.۴}$$

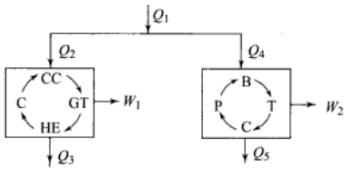
حال داریم:

$$\eta = \frac{W_۱ + W_۲}{Q_۱} = \eta_۱ + \eta_۲\eta_B\frac{Q_۲}{Q_۱} \\ = \eta_۱ + \eta_۲\eta_B(۱ - \eta_۱) = \eta_۱ + \eta_۲\eta_B - \eta_۱\eta_۲\eta_B \quad (۲۹.۴)$$

عملکرد موازی دو نیروگاه[۲]

فرض کنید دو نیروگاه که یکی با سیکل برایتون کار می‌کند و دیگری با سیکل رانکین مانند شکل ۱۱.۴ به صورت موازی فعالیت می‌کنند. گرمای کل تامین شده $Q_۱$ بین دو نیروگاه $Q_۲$ و $Q_۴$ تقسیم می‌گردد، بنابراین $x_۱ = \frac{Q_۲}{Q_۱} = \frac{Q_۲}{Q_۲ + Q_۴}$ نسبت کل گرمای گرفته شده توسط نیروگاهی است که با سیکل برایتون کار می‌کند. کار کل دو نیروگاه به صورت زیر خواهد بود:

$$W_۱ = \eta_۱Q_۲,\ W_۲ = \eta_۲Q_۴ \quad (۳۰.۴)$$



شکل ۱۱.۴: عملکرد موازی دو نیروگاه[۲]

بازده کل نیروگاه ترکیبی به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta = \frac{W_۱ + W_۲}{Q_۱} = \frac{W_۱ + W_۲}{Q_۲ + Q_۴} \\ = \frac{\eta_۱Q_۲ + \eta_۲Q_۴}{Q_۲ + Q_۴} = \eta_۱x_۱ + \eta_۲(۱ - x_۱) \quad (۳۱.۴) \\ = \eta_۱x_۱ + \eta_۲ - \eta_۲x_۱ = \eta_۲ + x_۱(\eta_۱ - \eta_۲)$$

اگر $x_۲ = \frac{Q_۴}{Q_۲ + Q_۴}$ و $۱ - x_۲ = \frac{Q_۲}{Q_۲ + Q_۴}$ پس خواهیم داشت:

$$\eta = \eta_۱(۱ - x_۲) + \eta_۲x_۲ = \eta_۱ - \eta_۱x_۲ + \eta_۲x_۲ = \eta_۱ - x_۲(\eta_۱ - \eta_۲) \quad (۳۲.۴)$$

اگر $\eta_۱ > \eta_۲$ در نتیجه با توجه به معادله ۳۱.۴ $\eta > \eta_۲$ اما از معادله ۳۲.۴ $\eta < \eta_۱$. بنابراین، η بین دو مقدار $\eta_۱$ و $\eta_۲$ قرار می‌گیرد. در نتیجه موازی کردن دو نیروگاه مزیتی نخواهد داشت. اگر نیروگاه ۱ با سیکل برایتون کار کند، می‌تواند گرمای بیشتری، برابر با $Q_۲ + Q_۴$ جذب کند، پس استفاده از آن نیروگاه به تنهایی مفید خواهد بود.

مراجع

[۱] هوشمند، رحمت‌الله، *تولید برق در نیروگاه‌ها*، ویرایش دوم-چاپ چهارم، انتشارات دانشگاه شهید چمران اهواز، سال ۱۳۹۱.

[2] P.k.Nag, *Power Plant Engineering,* Teta McGraw-Hill, 3rd ed, 2008.

[3] M..M.El-Wakil, *PowerPlant Technology,* McGraw-Hill, 2nd ed, 1988.