اهداف فصل ۹ عبارتند از:

■ ارزیابی عملکرد چرخه‌های توان گازی که در آن‌ها سیال عامل در تمام مراحل چرخه، به صورت گاز باقی می‌ماند.

■ تدوین فرضیات ساده‌ساز قابل‌کاربرد برای چرخه‌های توان گازی.

■ بررسی عملکرد موتورهای رفت‌وبرگشتی.

■ تحلیل چرخه‌های توان گازی بسته و باز.

■ حل مسائل مربوط به چرخه‌های اتو، دیزل، استرلینگ و اریکسون.

■ حل مسائل مربوط به چرخه برایتون؛ چرخه برایتون با بازیابی؛ و چرخه برایتون با خنک‌کاری میانی، گرمایش مجدد و بازیابی.

■ تحلیل چرخه‌های پیش‌رانش جت.

■ انجام تحلیل قانون دوم ترمودینامیک برای چرخه‌های توان گازی.

دو حوزه مهم کاربرد ترمودینامیک، تولید توان و تبرید هستند. هر دوی این فرایندها معمولاً توسط سیستم‌هایی انجام می‌شوند که بر اساس یک چرخه ترمودینامیکی کار می‌کنند. چرخه‌های ترمودینامیکی را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم کرد: چرخه‌های توان (که در این فصل و فصل ۱۰ به آن‌ها پرداخته می‌شود) و چرخه‌های تبرید (که در فصل ۱۱ مورد بحث قرار می‌گیرند).

دستگاه‌ها یا سیستم‌هایی که برای تولید توان خالص خروجی به کار می‌روند، اغلب موتور نامیده می‌شوند و چرخه‌های ترمودینامیکی حاکم بر آن‌ها، چرخه‌های توان نام دارند. دستگاه‌ها یا سیستم‌هایی که برای ایجاد اثر سرمایشی (تبرید) استفاده می‌شوند، یخچال، تهویه مطبوع یا پمپ حرارتی نامیده می‌شوند و چرخه‌های آن‌ها، چرخه‌های تبرید نام دارند.

چرخه‌های ترمودینامیکی را همچنین می‌توان بر اساس فاز سیال عامل، به چرخه‌های گازی و چرخه‌های بخاری طبقه‌بندی کرد. در چرخه‌های گازی، سیال عامل در تمام طول چرخه در فاز گازی باقی می‌ماند، در حالی که در چرخه‌های بخاری، سیال عامل در بخشی از چرخه به صورت بخار و در بخش دیگر به صورت مایع وجود دارد.

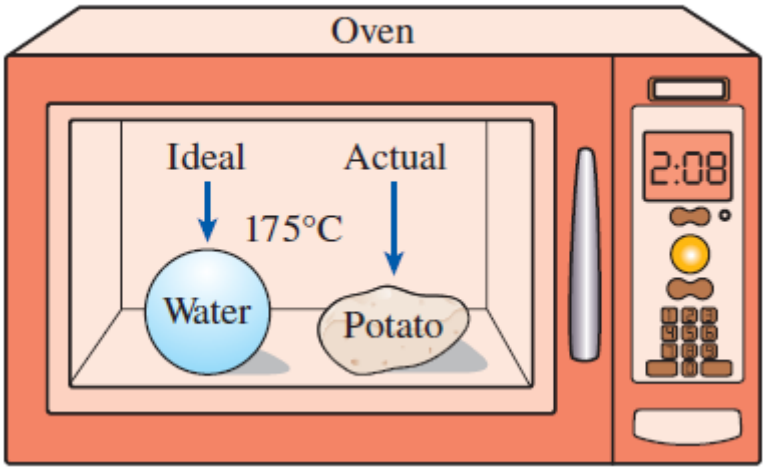
چرخه‌های ترمودینامیکی را می‌توان به روشی دیگر نیز دسته‌بندی کرد: چرخه‌های بسته و باز. در چرخه‌های بسته، سیال عامل در پایان چرخه به حالت اولیه بازمی‌گردد و دوباره به چرخه وارد می‌شود (بازگردش). در

چرخه‌های باز، سیال عامل در پایان هر چرخه تعویض (نو) می‌شود و به چرخه بازگردانده نمی‌شود. در موتورهای خودرو، گازهای حاصل از احتراق تخلیه شده و با مخلوط تازه هوا و سوخت جایگزین می‌شوند. موتور بر اساس یک چرخه مکانیکی کار می‌کند، اما سیال عامل یک چرخه ترمودینامیکی کامل را طی نمی‌کند.

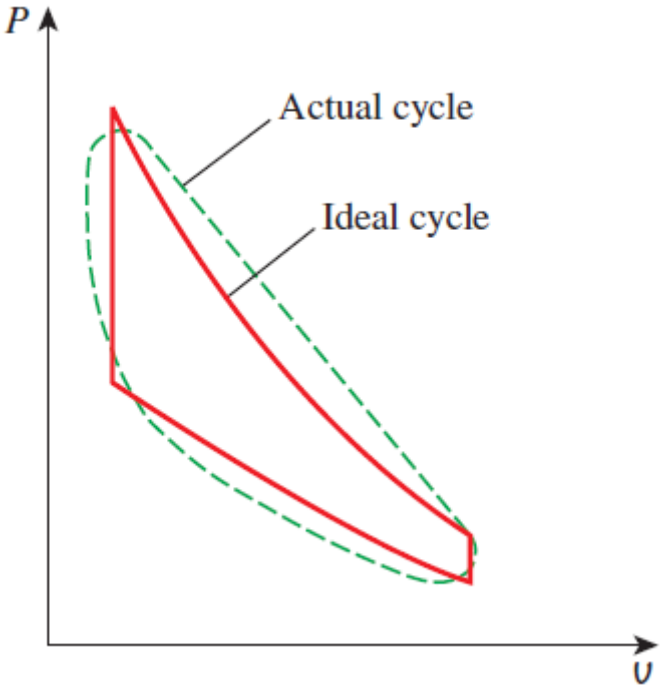
موتورهای حرارتی بر اساس نحوه تأمین گرما برای سیال عامل، به موتورهای احتراق داخلی و احتراق خارجی طبقه‌بندی می‌شوند. در موتورهای احتراق خارجی (مانند نیروگاه‌های بخار)، گرما از یک منبع خارجی—نظیر کوره، چاه زمین‌گرمایی، راکتور هسته‌ای یا حتی خورشید—به سیال عامل داده می‌شود. در موتورهای احتراق داخلی (مانند موتورهای خودرو)، این کار با سوزاندن سوخت در داخل مرزهای سیستم انجام می‌گیرد. در این فصل، چرخه‌های مختلف توان گازی تحت برخی فرض‌های ساده‌کننده تحلیل می‌شوند.

۱-۹ ■ ملاحظات اساسی در تحلیل چرخه‌های توان

بیشتر دستگاه‌های تولیدکننده توان بر اساس چرخه‌ها کار می‌کنند و مطالعه چرخه‌های توان بخش هیجان‌انگیز و مهمی از ترمودینامیک است. چرخه‌هایی که در دستگاه‌های واقعی با آنها مواجه می‌شویم، به دلیل وجود اثرات پیچیده‌ای مانند اصطکاک و عدم وجود زمان کافی برای ایجاد شرایط تعادل در طول چرخه، به سختی قابل تجزیه و تحلیل هستند. برای امکان‌پذیر کردن مطالعه تحلیلی یک چرخه، باید پیچیدگی‌ها را در سطح قابل مدیریت نگه داریم و از برخی ایده‌آل‌سازی‌ها استفاده کنیم (شکل ۹-۱). هنگامی که چرخه واقعی از تمام برگشت‌ناپذیری‌ها و پیچیدگی‌های داخلی عاری می‌شود، در نهایت چرخه‌ای خواهیم داشت که شباهت زیادی به چرخه واقعی دارد اما کاملاً از فرآیندهای برگشت‌پذیر داخلی تشکیل شده است. چنین چرخه‌ای، چرخه ایده‌آل نامیده می‌شود (شکل ۹-۲).



شکل ۱-۹ مدل‌سازی ابزار مهندسی قدرتمندی است که بینش عمیق و سادگی را به بهای اندکی کاهش در دقت، فراهم می‌آورد.



شکل ۲-۹ تحلیل بسیاری از فرآیندهای پیچیده را می‌توان با بهره‌گیری از برخی ساده‌سازی‌های آرمانی، به سطحی قابل‌مدیریت تقلیل داد.

یک مدل ایده‌آل ساده، مهندسان را قادر می‌سازد تا اثرات پارامترهای اصلی حاکم بر چرخه را بدون درگیر شدن در جزئیات مطالعه کنند. چرخه‌های مورد بحث در این فصل تا حدودی ایده‌آل هستند، اما همچنان ویژگی‌های کلی چرخه‌های واقعی خود را حفظ می‌کنند. نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل چرخه‌های ایده‌آل، برای چرخه‌های واقعی نیز قابل اجرا هستند. به عنوان مثال، بازده حرارتی چرخه اتو، چرخه ایده‌آل برای موتورهای خودرو با احتراق جرقه‌ای، با افزایش نسبت تراکم افزایش می‌یابد. این مورد در مورد موتورهای خودرو واقعی نیز صادق است. با این حال، مقادیر عددی به دست آمده از تجزیه و تحلیل یک چرخه ایده‌آل، لزوماً نمایانگر چرخه‌های واقعی نیستند و باید در تفسیر آنها دقت شود. تجزیه و تحلیل ساده ارائه شده در این فصل برای چرخه‌های مختلف قدرت مورد توجه عملی، می‌تواند به عنوان نقطه شروعی برای مطالعه عمیق‌تر نیز باشد. موتورهای حرارتی به منظور تبدیل انرژی حرارتی به کار طراحی شده‌اند و عملکرد آنها بر حسب راندمان حرارتی ηth بیان می‌شود که نسبت کار خالص تولید شده توسط موتور به کل گرمای ورودی است:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad \text{or} \quad \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} \qquad (9\text{–}1)$$

به یاد داشته باشید که موتورهای حرارتیِ دارای چرخه کاملاً برگشت‌پذیر، مانند چرخه کارنو، در مقایسه با تمام موتورهای حرارتی که بین سطوح دمایی یکسانی کار می‌کنند، از بیشترین بازده حرارتی برخوردارند. به عبارت دیگر، هیچ‌کس نمی‌تواند چرخه‌ای با بازدهی بالاتر از چرخه کارنو ابداع کند. در این صورت، این پرسش به‌طور طبیعی مطرح می‌شود: اگر چرخه کارنو بهترین چرخه ممکن است، چرا به‌جای پرداختن به چندین چرخه موسوم به «ایده‌آل»، از آن به عنوان الگوی اصلی برای تمام موتورهای حرارتی استفاده نمی‌کنیم؟ پاسخ این پرسش به ملاحظات عملی و سخت‌افزاری مربوط می‌شود. بیشتر چرخه‌هایی که در عمل با آن‌ها سروکار داریم، تفاوت‌های چشمگیری با چرخه کارنو دارند و همین امر، استفاده از آن را به عنوان یک مدل واقع‌گرایانه نامناسب می‌سازد. هر یک از چرخه‌های ایده‌آلی که در این فصل بررسی می‌شوند، با دستگاهی خاص که کار تولید می‌کند مرتبط بوده و در واقع نسخه‌ای آرمانی‌شده از چرخه واقعیِ آن دستگاه هستند.

چرخه‌های ایده‌آل از نظر درونی برگشت‌پذیر هستند، اما برخلاف چرخه کارنو، لزوماً از نظر بیرونی برگشت‌پذیر نیستند. به عبارت دیگر، ممکن است شامل برگشت‌ناپذیری‌های خارجی نسبت به سیستم باشند، مانند انتقال حرارت ناشی از اختلاف دمای محسوس (محدود). بنابراین، بازده حرارتی یک چرخه ایده‌آل، به‌طور کلی، کمتر از بازده یک چرخه کاملاً برگشت‌پذیر است که بین همان حدود دمایی کار می‌کند. با این حال، به دلیل ایده‌آل‌سازی‌های به‌کاررفته، بازده آن همچنان به‌مراتب بالاتر از بازده حرارتی یک چرخه واقعی است (شکل ۳-۹).



شکل ۳-۹ موتور خودرو با محفظه احتراق نمایان.

ایده‌آل‌سازی‌ها و ساده‌سازی‌هایی که معمولاً در تحلیل چرخه‌های توان به کار می‌روند، به شرح زیر خلاصه می‌شوند:

۱. چرخه فاقد هرگونه اصطکاک است. بنابراین، سیال عامل هنگام جریان در لوله‌ها یا تجهیزاتی مانند مبدل‌های حرارتی، دچار افت فشار نمی‌شود.

۲. تمام فرآیندهای انبساط و تراکم به صورت شبه‌تعادلی انجام می‌شوند.

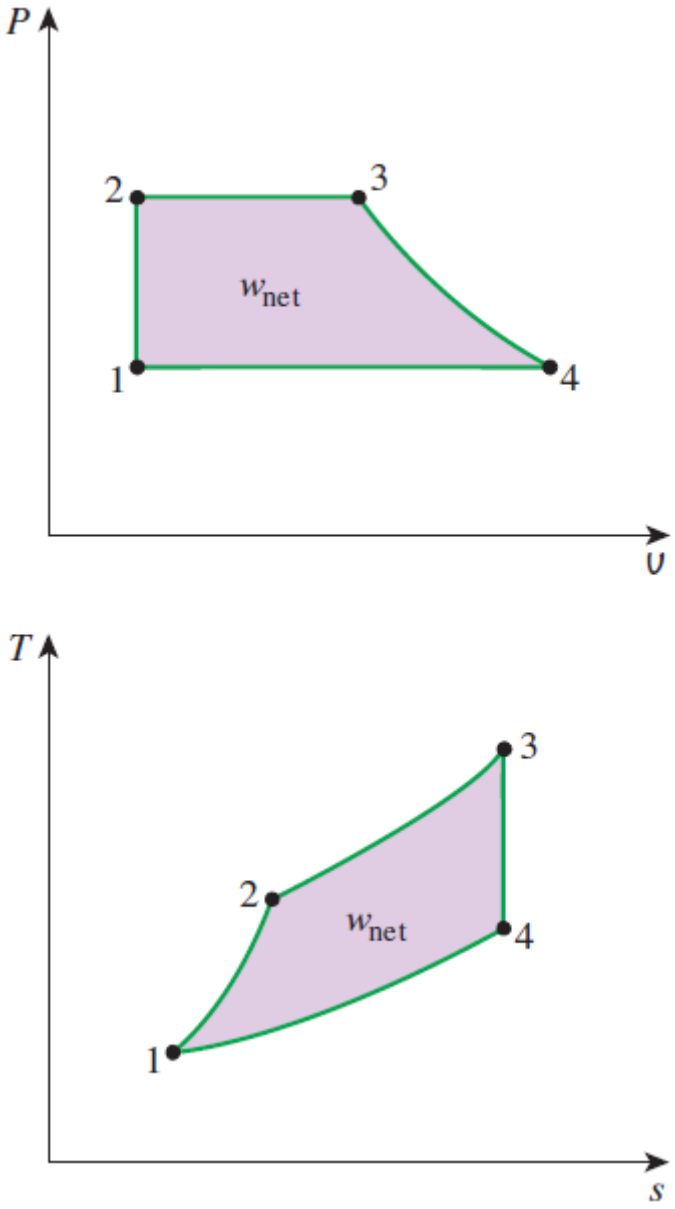
۳. لوله‌های متصل‌کننده اجزای مختلف سیستم به‌خوبی عایق‌بندی شده‌اند و انتقال حرارت از طریق آن‌ها ناچیز است.

صرف‌نظر کردن از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل سیال عامل، ساده‌سازی رایج دیگری در تحلیل چرخه‌های توان است. این فرض معقولی است، زیرا در تجهیزاتی که شامل کار شفت هستند (مانند توربین‌ها، کمپرسورها و پمپ‌ها)، مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیل معمولاً در مقایسه با سایر جملات معادله انرژی بسیار ناچیزند. سرعت سیال در تجهیزاتی مانند کندانسورها، بویلرها و محفظه‌های اختلاط معمولاً پایین است و جریان‌های سیال تغییرات سرعت اندکی را تجربه می‌کنند؛ این امر نیز باعث می‌شود تغییرات انرژی جنبشی ناچیز تلقی شود.

تنها تجهیزاتی که در آن‌ها تغییرات انرژی جنبشی قابل‌توجه است، نازل‌ها و دیفیوزرها هستند که به‌طور خاص برای ایجاد تغییرات بزرگ در سرعت طراحی شده‌اند.

در فصل‌های پیشین، نمودارهای خواص مانند نمودارهای P-v و T-s به عنوان ابزارهای کمکی ارزشمندی در تحلیل فرآیندهای ترمودینامیکی عمل کرده‌اند.

در هر دو نمودار P-v و T-s، مساحت محصور بین منحنی‌های فرآیندِ یک چرخه، نشان‌دهنده کار خالص تولیدشده در طول چرخه است (شکل ۹-۴) که با انتقال حرارت خالص آن چرخه نیز برابر است. نمودار T-s به‌ویژه به عنوان ابزاری بصری در تحلیل چرخه‌های توان ایده‌آل مفید است. یک چرخه توان ایده‌آل فاقد هرگونه برگشت‌ناپذیری داخلی است؛ بنابراین، تنها عاملی که می‌تواند در طول یک فرایند باعث تغییر آنتروپی سیال عامل شود، انتقال حرارت است.



شکل ۹-۴ در هر دو نمودار P-v و T-s، مساحت محصور در میان منحنی فرایند نشان‌دهنده کار خالص چرخه است.

در نمودار T-s، فرآیند دریافت گرما در جهت افزایش آنتروپی و فرآیند دفع گرما در جهت کاهش آنتروپی پیش می‌رود؛ همچنین فرآیند آیزنتروپیک (که از نظر داخلی برگشت‌پذیر و بی‌دررو است) با آنتروپی ثابت انجام می‌شود. مساحت زیر منحنی فرآیند در نمودار T-s، نشان‌دهنده مقدار انتقال گرما در آن فرآیند است. مساحت زیر منحنی فرآیند دریافت گرما در نمودار T-s، معیاری هندسی از کل گرمای ورودی به چرخه (q_{in}) است و مساحت زیر منحنی فرآیند دفع گرما، معیاری از کل گرمای دفع‌شده (q_{out}) محسوب می‌شود. اختلاف میان این دو مقدار (یعنی مساحت محصور در منحنی چرخه)، نشان‌دهنده انتقال خالص گرماست که با کار خالص تولیدشده در چرخه نیز برابر است. بنابراین، در نمودار T-s، نسبت مساحت

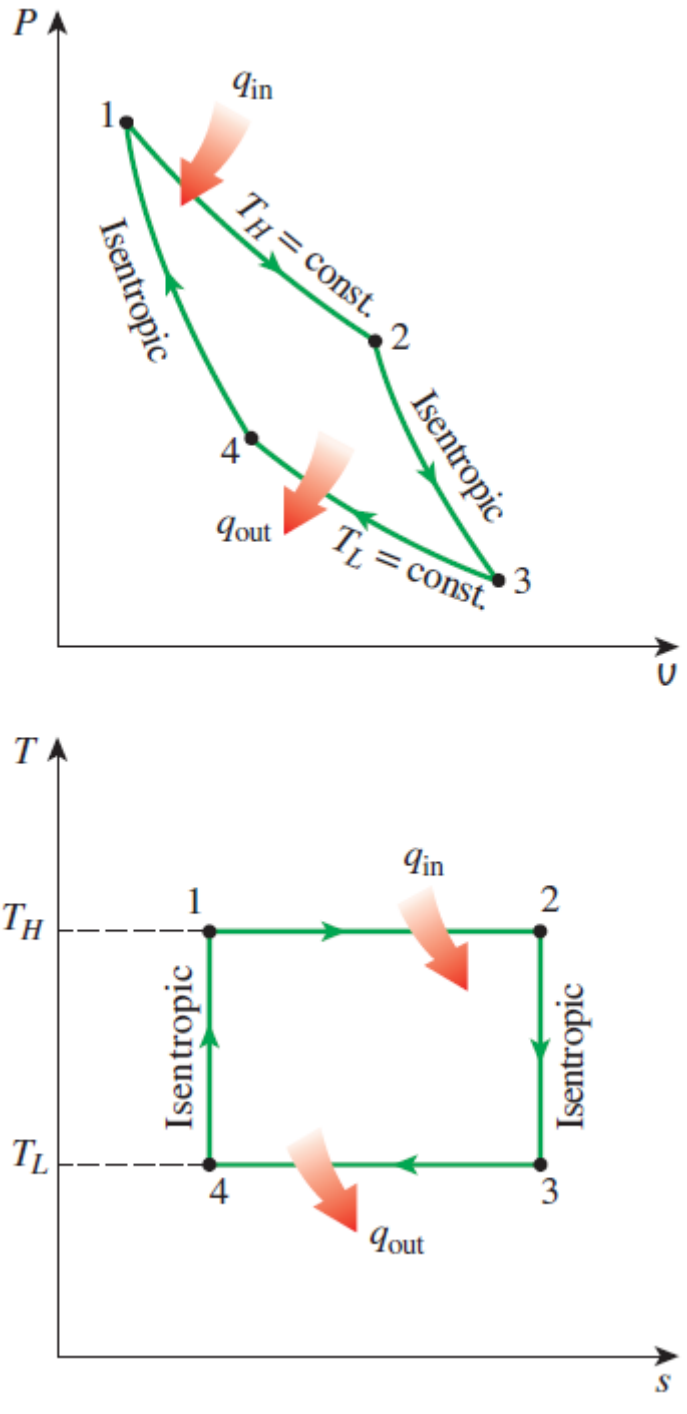
محصور در منحنی چرخه به مساحت زیر منحنی فرآیند دریافت گرما، بیانگر بازده حرارتی چرخه است. هر تغییری که موجب افزایش نسبت این دو مساحت شود، بازده حرارتی چرخه را نیز افزایش خواهد داد.

اگرچه سیال عامل در یک چرخه توان ایده‌آل در یک حلقه بسته جریان می‌یابد، اما ماهیت فرآیندهای تشکیل‌دهنده چرخه به تجهیزات خاصی بستگی دارد که برای اجرای آن چرخه به کار می‌روند. در چرخه رانکین که چرخه ایده‌آل برای نیروگاه‌های بخار است، سیال عامل از میان مجموعه‌ای از تجهیزات با جریان پایا (مانند توربین و کندانسور) عبور می‌کند؛ در حالی که در چرخه اتو (چرخه ایده‌آل برای موتورهای احتراق جرقه‌ای خودرو)، سیال عامل به‌طور متناوب در یک مجموعه پیستون-سیلندر منبسط و فشرده می‌شود. از این رو، برای تحلیل چرخه رانکین باید از معادلات مربوط به سیستم‌های جریان پایا و برای تحلیل چرخه اتو از معادلات مربوط به سیستم‌های بسته استفاده کرد.

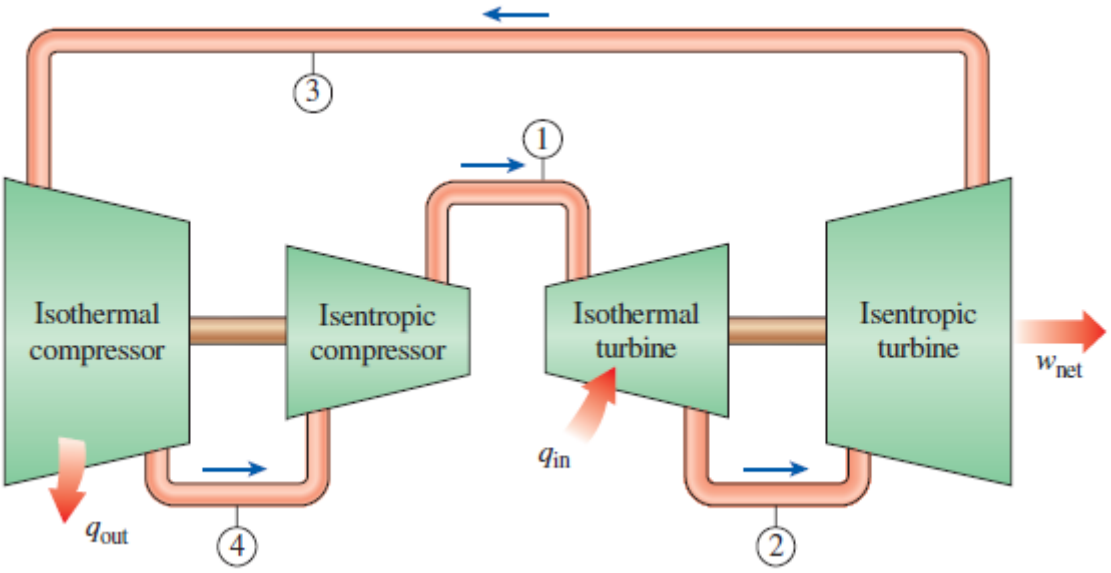
۹–۲ ■ چرخه کارنو و اهمیت آن در مهندسی

چرخه کارنو از چهار فرآیند کاملاً برگشت‌پذیر تشکیل شده است: دریافت گرما به صورت هم‌دما، انبساط آیزنتروپیک (هم‌آنتروپی)، دفع گرما به صورت هم‌دما و تراکم آیزنتروپیک. نمودارهای P-v و T-s چرخه کارنو در شکل ۹–۵ مجدداً رسم شده‌اند. چرخه کارنو می‌تواند در یک سیستم بسته (مجموعه پیستون–سیلندر) یا یک سیستم جریان پایا (با استفاده از دو توربین و دو کمپرسور، مطابق شکل ۹–۶) اجرا شود و سیال عامل آن می‌تواند گاز یا بخار باشد. چرخه کارنو کارآمدترین چرخه‌ای است که می‌تواند میان یک منبع حرارتی با دمای TH و یک چاهک حرارتی با دمای TL انجام شود و بازده حرارتی آن به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad \textbf{(9–2)}$$



شکل ۹–۵ نمودارهای P-v و T-s چرخه کارنو.



شکل ۹–۶ موتور کارنو با جریان پایدار.

دستیابی به انتقال حرارت هم‌دمای برگشت‌پذیر در عمل بسیار دشوار است، زیرا نیازمند مبدل‌های حرارتی بسیار بزرگ بوده و زمان زیادی می‌برد (در حالی که یک چرخه توان در موتورهای معمولی در کسری از ثانیه کامل می‌شود).بنابراین، ساخت موتوری که بر اساس چرخه‌ای بسیار نزدیک به چرخه کارنو عمل کند، عملی نیست.

ارزش واقعی چرخه کارنو در این است که به عنوان معیاری برای مقایسه چرخه‌های واقعی یا ایده‌آل عمل می‌کند. بازده حرارتی چرخه کارنو تنها تابعی از دمای چاه حرارتی (سینک) و منبع حرارتی است؛ رابطه بازده حرارتی این چرخه (معادله ۹-۲) حاوی پیامی مهم است که هم برای چرخه‌های ایده‌آل و هم برای چرخه‌های واقعی صدق می‌کند: بازده حرارتی با افزایش میانگین دمای دریافت گرما توسط سیستم، یا با کاهش میانگین دمای دفع گرما از سیستم، افزایش می‌یابد.

با این حال، دماهای منبع و چاه حرارتی که در عمل قابل استفاده هستند، محدودیت‌هایی دارند. بالاترین دمای چرخه توسط حداکثر دمایی که اجزای موتور حرارتی (مانند پیستون یا پره‌های توربین) قادر به تحمل آن هستند، محدود می‌شود. پایین‌ترین دما نیز به دمای محیط خنک‌کننده مورد استفاده در چرخه (مانند دریاچه، رودخانه یا هوای جو) بستگی دارد و توسط آن محدود می‌شود

مثال ۱-۹: استخراج رابطه بازده چرخه کارنو

نشان دهید که بازده حرارتی چرخه کارنو که بین دو دمای حدی T_H و T_L عمل می‌کند، تنها تابعی از این دو دماست و با معادله ۹-۲ بیان می‌شود.

حل: باید نشان داده شود که بازده چرخه کارنو تنها به دمای منبع (چشمه گرم) و چاهک (چشمه سرد) بستگی دارد.

تحلیل: نمودار $T-s$ چرخه کارنو در شکل ۷-۹ مجدداً رسم شده است. هر چهار فرآیند تشکیل‌دهنده چرخه کارنو برگشت‌پذیر هستند؛ بنابراین، سطح زیر منحنی هر فرآیند نشان‌دهنده انتقال حرارت در آن فرآیند است. در طول فرآیند ۱-۲ حرارت به سیستم داده می‌شود و در طول فرآیند ۳-۴ حرارت از سیستم دفع می‌گردد. از این رو، مقادیر حرارت ورودی و خروجی چرخه را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$q_{in} = T_H (s_2 - s_1) \text{ و } q_{out} = T_L (s_3 - s_4) = T_L (s_2 - s_1)$$

زیرا فرآیندهای ۲-۳ و ۴-۱ آیزنتروپیک (هم‌آنتروپی) هستند و در نتیجه $$s_2 = s_3$$ و $$s_4 = s_1$$ است. با جایگذاری این مقادیر در معادله ۱-۹، می‌بینیم که بازده حرارتی چرخه کارنو برابر است با:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_L (s_2 - s_1)}{T_H (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

بحث: توجه داشته باشید که بازده حرارتی چرخه کارنو مستقل از نوع سیال عامل مورد استفاده (گاز ایده‌آل، بخار و غیره) و همچنین مستقل از این است که چرخه در یک سیستم بسته یا سیستم جریان پایا (steady-flow) اجرا شود.

۹–۳ ■ فرض‌های استاندارد هوا

در چرخه‌های توان گازی، سیال عامل در تمام مراحل چرخه به صورت گاز باقی می‌ماند. موتورهای جرقه‌زن (بنزینی)، موتورهای دیزل و توربین‌های گازی متداول، نمونه‌های آشنایی از دستگاه‌هایی هستند که بر اساس چرخه‌های گازی کار می‌کنند. در تمام این موتورها، انرژی از طریق سوزاندن سوخت در داخل مرزهای سیستم تأمین می‌شود؛ به عبارت دیگر، آن‌ها موتورهای احتراق داخلی هستند. به دلیل همین فرایند احتراق، ترکیب سیال عامل در طول چرخه از مخلوط هوا و سوخت به محصولات احتراق تغییر می‌یابد. با این حال، از آنجا که هوا عمدتاً از نیتروژن تشکیل شده و این گاز در محفظه احتراق تقریباً هیچ واکنش شیمیایی انجام نمی‌دهد، سیال عامل در تمام لحظات شباهت زیادی به هوا دارد.

اگرچه موتورهای احتراق داخلی بر اساس یک چرخه مکانیکی کار می‌کنند (پیستون در پایان هر دور چرخش به موقعیت اولیه خود بازمی‌گردد)، اما سیال عامل یک چرخه ترمودینامیکی کامل را طی نمی‌کند. این سیال در مقطعی از چرخه به جای بازگشت به حالت اولیه، از موتور خارج می‌شود (به صورت گازهای خروجی یا اگزوز). عملکرد در قالب یک چرخه باز، ویژگی تمام موتورهای احتراق داخلی است.

چرخه‌های واقعی توان گازی نسبتاً پیچیده هستند. برای ساده‌سازی تحلیل و امکان‌پذیر ساختن آن، از تقریب‌های زیر استفاده می‌کنیم که به عنوان «فرض‌های استاندارد هوا» شناخته می‌شوند:

۱. سیال عامل هواست که به‌طور پیوسته در یک حلقه بسته جریان دارد و همواره مانند یک گاز ایده‌آل رفتار می‌کند.

۲. تمام فرایندهایی که چرخه را تشکیل می‌دهند، از نظر داخلی برگشت‌پذیر هستند.

۳. فرایند احتراق با یک فرایند دریافت گرما از یک منبع خارجی جایگزین می‌شود (شکل ۹–۸).

۴. فرایند تخلیه (اگزوز) با یک فرایند دفع گرما جایگزین می‌شود که سیال عامل را به حالت اولیه خود بازمی‌گرداند.

فرض دیگری که اغلب برای ساده‌سازی بیشتر تحلیل به کار می‌رود، این است که هوا دارای ظرفیت‌های گرمایی (گرمای ویژه) ثابتی است که مقادیر آن‌ها در دمای اتاق (۲۵ درجه سانتی‌گراد یا ۷۷ درجه فارنهایت) تعیین شده‌اند. هنگامی که از این فرض استفاده می‌شود، فرض‌های استاندارد هوا با عنوان «فرض‌های استاندارد هوای سرد» شناخته می‌شوند. به چرخه‌ای که در آن فرضیات «استاندارد هوا» (air-standard) قابل‌اعمال باشند، اغلب «چرخه استاندارد هوا» گفته می‌شود.

فرضیات استاندارد هوا که پیش‌تر بیان شدند، بدون انحراف قابل‌توجه از چرخه‌های واقعی، تحلیل را به‌طور چشمگیری ساده می‌کنند. این مدل ساده‌سازی‌شده به ما امکان می‌دهد تا تأثیر پارامترهای اصلی بر عملکرد موتورهای واقعی را به‌صورت کیفی بررسی کنیم.

مثال ۲-۹ یک چرخه استاندارد هوا

یک چرخه استاندارد هوا در یک سیستم بسته اجرا می‌شود و شامل چهار فرآیند زیر است:

۲-۱: تراکم آیزنتروپیک از فشار ۱۰۰ کیلوپاسکال و دمای ۲۷ درجه سانتی‌گراد تا فشار ۱ مگاپاسکال

۲-۳: افزودن گرما در فشار ثابت به مقدار ۲۸۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم

۳-۴: دفع گرما در حجم ثابت تا فشار ۱۰۰ کیلوپاسکال

۴-۱: دفع گرما در فشار ثابت تا رسیدن به حالت اولیه

فرض کنید گرماهای ویژه در دمای اتاق ثابت هستند.

راه حل: چهار فرآیند یک چرخه استاندارد هوا شرح داده شده است. چرخه باید روی نمودارهای P-v و T-s نشان داده شود و حداکثر دما در چرخه و بازده حرارتی تعیین شوند.

فرضیات ۱: فرضیات استاندارد هوا قابل اجرا هستند. ۲: تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است. ۳: هوا یک گاز ایده‌آل با گرماهای ویژه ثابت است.

خواص: خواص هوا در دمای اتاق عبارتند از: $c_p = 1.005\ \text{kJ/kg·K}$، $c_v = 0.718\ \text{kJ/kg·K}$ و $k = 1.4$ (جدول A-2a).

تحلیل (الف) چرخه روی نمودارهای P-v و T-s در شکل ۹-۹ نشان داده شده است.

(ب) از روابط ایزنتروپیک گاز ایده‌آل و تعادل انرژی،

$$T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (300\ \text{K})\left(\frac{1000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{0.4/1.4} = 579.2\ \text{K}$$

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_1)$$

$$2800\ \text{kJ/kg} = (1.005\ \text{kJ/kg·K})(T_3 - 579.2) \longrightarrow T_{\max} = T_3 = \mathbf{3360\ K}$$

(ج) دما در حالت ۴ از رابطه گاز ایده‌آل برای جرم ثابت تعیین می‌شود،

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_4 v_4}{T_4} \longrightarrow T_4 = \frac{P_4}{P_3} T_3 = \frac{100 \text{ kPa}}{1000 \text{ kPa}} (3360 \text{ K}) = 336 \text{ K}$$

مقدار کل گرمای دفع شده از چرخه برابر است با

$$\begin{aligned} q_{\text{out}} &= q_{34,\text{out}} + q_{41,\text{out}} = (u_3 - u_4) + (h_4 + h_1) \\ &= c_v(T_3 - T_4) + c_p(T_4 - T_1) \\ &= (0.718 \text{ kJ/kg·K})(3360 - 336)\text{K} + (1.005 \text{ kJ/kg·K})(336 - 300)\text{K} \\ &= 2212 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

سپس، راندمان حرارتی از تعریف آن به صورت زیر تعیین می‌شود:

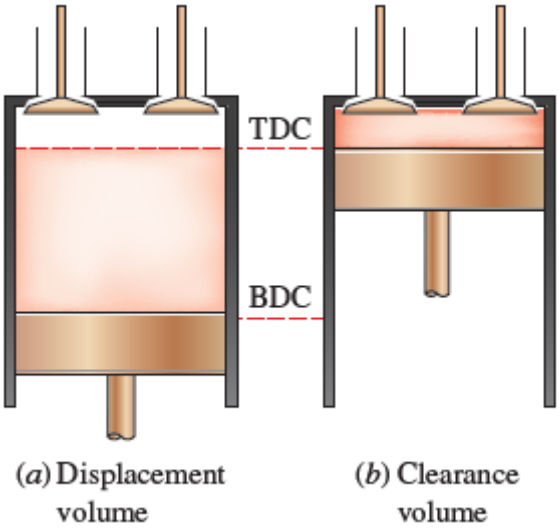
$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{2212 \text{ kJ/kg}}{2800 \text{ kJ/kg}} = 0.210 \text{ or } \mathbf{21.0\%}$$

بحث: فرض ثابت بودن ظرفیت‌های گرمایی ویژه در دمای اتاق، در این مورد واقع‌بینانه نیست؛ زیرا تغییرات دماییِ دخیل، بسیار بزرگ هستند.

۹–۴ ■ مروری بر موتورهای رفت‌وبرگشتی

موتور رفت‌وبرگشتی (که اساساً دستگاهی متشکل از پیستون و سیلندر است)، با وجود سادگی، یکی از اختراعات نادری است که کارایی بسیار متنوع و کاربردهای گسترده‌ای از خود نشان داده است. این موتور نیرومحرکه بخش عمده‌ای از خودروها، کامیون‌ها، هواپیماهای سبک، کشتی‌ها و ژنراتورهای برق، و همچنین بسیاری از دستگاه‌های دیگر را تأمین می‌کند.

اجزای اصلی یک موتور رفت‌وبرگشتی در شکل ۹–۱۰ نشان داده شده است. پیستون درون سیلندر بین دو موقعیت ثابت حرکت رفت‌وبرگشتی انجام می‌دهد: «نقطه مرگ بالا» (TDC) — موقعیتی که در آن پیستون کمترین حجم را در سیلندر ایجاد می‌کند — و «نقطه مرگ پایین» (BDC) — موقعیتی که در آن پیستون بیشترین حجم را در سیلندر ایجاد می‌کند. فاصله میان TDC و BDC، بیشترین مسافتی است که پیستون می‌تواند در یک جهت طی کند و «کورس» موتور نامیده می‌شود. قطر پیستون، «قطر سیلندر» (Bore) نام دارد. هوا یا مخلوط هوا و سوخت از طریق سوپاپ ورودی به داخل سیلندر مکیده می‌شود و محصولات احتراق از طریق سوپاپ خروجی از سیلندر تخلیه می‌گردند.



شکل ۱۱-۹ حجم جابه‌جایی و حجم فضای مرده در یک موتور رفت‌وبرگشتی

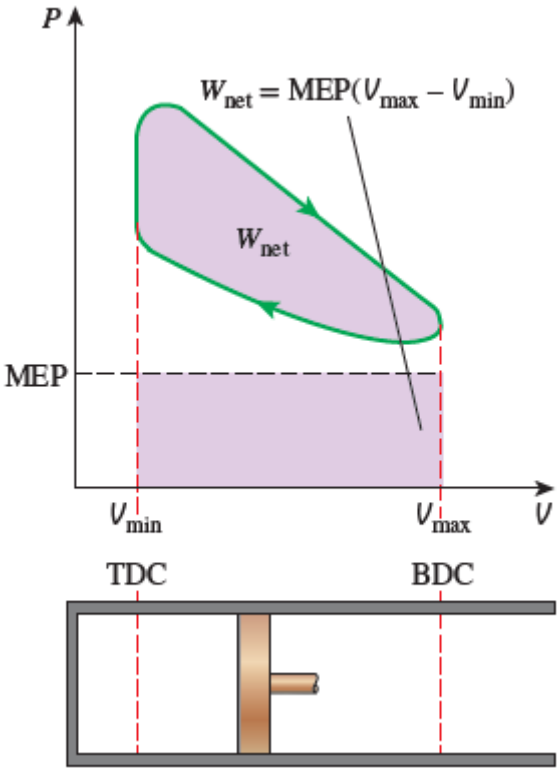
حداقل حجمی که هنگام قرارگیری پیستون در TDC درون سیلندر ایجاد می‌شود، «حجم فضای مرده» (Clearance Volume) نامیده می‌شود (شکل ۹–۱۱). حجمی که پیستون در حین حرکت بین TDC و BDC جابه‌جا می‌کند، «حجم جابه‌جایی» (Displacement Volume) نام دارد. نسبتِ حداکثر حجمِ ایجادشده در سیلندر به حداقل حجم (حجم فضای مرده)، «نسبت تراکم» (r) موتور نامیده می‌شود:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}}$$

توجه داشته باشید که نسبت تراکم، یک نسبت حجمی است و نباید با نسبت فشار اشتباه گرفته شود.

اصطلاح دیگری که اغلب در ارتباط با موتورهای رفت‌وبرگشتی به کار می‌رود، «فشار مؤثر متوسط» (MEP) است. این فشار، یک فشار فرضی است که اگر در تمام طول کورس توان بر پیستون اعمال می‌شد، همان مقدار کار خالصی را تولید می‌کرد که در چرخه واقعی حاصل می‌شود (شکل ۹-۱۲). به عبارت دیگر:

کار خالص = MEP × مساحت پیستون × طول کورس = MEP × حجم جابه‌جایی



شکل ۹-۱۲: کار خالص خروجی یک چرخه، برابر با حاصل‌ضرب فشار مؤثر میانگین و حجم جابه‌جایی است.

فشار مؤثر متوسط را می‌توان به عنوان پارامتری برای مقایسه عملکرد موتورهای رفت‌وبرگشتی با ابعاد یکسان به کار برد. موتوری که مقدار فشار مؤثر متوسط (MEP) آن بیشتر باشد، در هر چرخه کار خالص بیشتری تولید می‌کند و در نتیجه عملکرد بهتری دارد. موتورهای رفت‌وبرگشتی بر اساس نحوه آغاز فرآیند احتراق در سیلندر، به دو دسته موتورهای جرقه‌زن (SI) و موتورهای تراکم-اشتعال (CI) طبقه‌بندی می‌شوند. در موتورهای جرقه‌زن، احتراق مخلوط هوا و سوخت توسط شمع آغاز می‌شود؛ اما در موتورهای تراکم-اشتعال، مخلوط هوا و سوخت در اثر فشرده شدن تا دمایی فراتر از دمای خوداشتعالی، به صورت خودبه‌خودی مشتعل می‌گردد. در دو بخش بعدی، چرخه‌های اتو و دیزل را بررسی می‌کنیم که به ترتیب چرخه‌های ایده‌آل برای موتورهای رفت‌وبرگشتی جرقه‌زن و تراکم-اشتعال محسوب می‌شوند.

۹–۵ ■ چرخه اتو: چرخه ایده‌آل

برای موتورهای جرقه‌زن

۹–۵ ■ چرخه اتو: چرخه ایده‌آل برای موتورهای جرقه‌زن

چرخه اتو، چرخه ایده‌آل برای موتورهای رفت‌وبرگشتی جرقه‌زن (با اشتعال جرقه‌ای) است. نام این چرخه از نیکولائوس آ. اتو گرفته شده است؛ کسی که در سال ۱۸۷۶ در آلمان، با بهره‌گیری از چرخه‌ای که پیش‌تر در

سال ۱۸۶۲ توسط «بو دو روشا»ی فرانسوی پیشنهاد شده بود، یک موتور چهارزمانه موفق ساخت. در بیشتر موتورهای جرقه‌زن، پیستون چهار کورس (حرکت) کامل (معادل دو چرخه مکانیکی) را درون سیلندر طی می‌کند و میل‌لنگ به ازای هر چرخه ترمودینامیکی، دو دور کامل می‌چرخد. به این موتورها، موتورهای احتراق داخلی چهارزمانه می‌گویند. طرحواره‌ای از هر کورس و همچنین نمودار P-v برای یک موتور چهارزمانه جرقه‌زن واقعی در شکل ۹–۱۳a ارائه شده است.

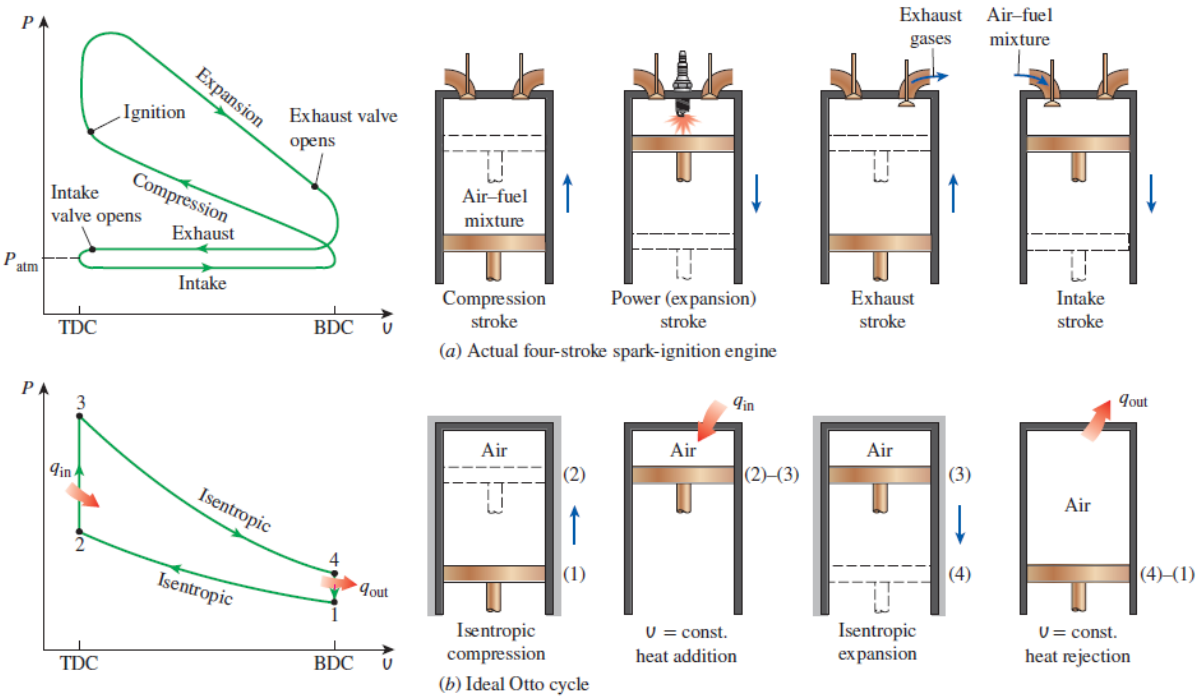
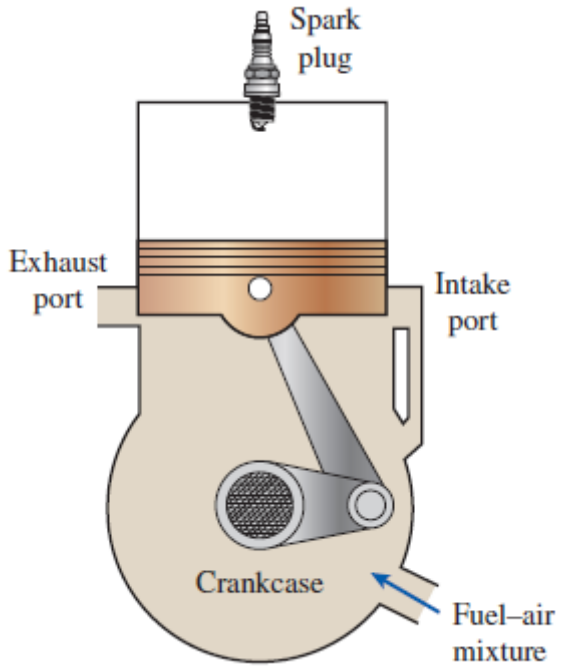


FIGURE 9–13
Actual and ideal cycles in spark-ignition engines and their *P*-*v* diagrams.

در ابتدا، هر دو سوپاپ ورودی (مکش) و خروجی (تخلیه) بسته هستند و پیستون در پایین‌ترین موقعیت خود (BDC) قرار دارد. در طول کورس تراکم، پیستون به سمت بالا حرکت کرده و مخلوط هوا و سوخت را فشرده می‌کند. اندکی پیش از آنکه پیستون به بالاترین موقعیت خود (TDC) برسد، شمع جرقه می‌زند و مخلوط مشتعل می‌شود که این امر موجب افزایش فشار و دمای سیستم می‌گردد. گازهای پرفشار، پیستون را به سمت پایین می‌رانند و این حرکت باعث چرخش میل‌لنگ و تولید کار مفید در طول کورس انبساط (یا کورس توان) می‌شود. در اواخر کورس انبساط، سوپاپ تخلیه باز می‌شود و گازهای حاصل از احتراق که فشاری بالاتر از فشار اتمسفر دارند، با شتاب از طریق سوپاپ بازِ تخلیه به بیرون سیلندر جریان می‌یابند. به این فرایند «تخلیه سریع» (blowdown) گفته می‌شود و تا زمانی که پیستون به نقطه مرگ پایین (BDC) برسد، بخش عمده گازهای احتراق از سیلندر خارج شده‌اند. در نقطه BDC، سیلندر همچنان حاوی گازهای خروجی با فشاری پایین‌تر است. سپس پیستون یک بار دیگر به سمت بالا حرکت می‌کند تا گازهای خروجی را از طریق سوپاپ

تخلیه بیرون براند (کورس تخلیه) و بار دیگر به سمت پایین حرکت می‌کند تا مخلوط تازه هوا و سوخت را از طریق سوپاپ ورودی به درون بکشد (کورس مکش). توجه داشته باشید که فشار درون سیلندر در طول کورس تخلیه اندکی بالاتر از فشار اتمسفر و در طول کورس مکش اندکی پایین‌تر از آن است.

در موتورهای دوزمانه، هر چهار عملکردی که پیش‌تر شرح داده شد، تنها در دو مرحله (کورس) انجام می‌گیرد: کورس توان (احتراق و انبساط) و کورس تراکم. در این موتورها، محفظه میل‌لنگ (کارتر) کاملاً آب‌بندی شده است و حرکت پیستون به سمت بیرون، مطابق شکل ۱۴-۹، برای ایجاد فشار اندک در مخلوط هوا و سوختِ درون محفظه میل‌لنگ به کار می‌رود. همچنین، به جای سوپاپ‌های ورودی و خروجی، از دریچه‌هایی در بخش پایینی دیواره سیلندر استفاده می‌شود. در اواخر کورس توان، پیستون ابتدا دریچه تخلیه (اگزوز) را باز می‌کند تا بخشی از گازهای حاصل از احتراق خارج شوند؛ سپس دریچه ورودی باز می‌شود و مخلوط تازه هوا و سوخت با فشار وارد سیلندر شده و بخش عمده‌ای از گازهای باقی‌مانده را بیرون می‌راند. در ادامه، با حرکت پیستون به سمت بالا در کورس تراکم، این مخلوط فشرده شده و سپس توسط شمع مشتعل می‌گردد.



شکل ۱۴-۹: طرحواره یک موتور رفت‌وبرگشتی دو زمانه.

موتورهای دوزمانه معمولاً بازدهی کمتری نسبت به همتایان چهارزمانه خود دارند؛ دلیل این امر تخلیه ناقص گازهای احتراق و خروج بخشی از مخلوط تازه هوا و سوخت همراه با گازهای خروجی است. با این حال، این موتورها ساختاری نسبتاً ساده و ارزان دارند و از نسبت‌های بالای «توان به وزن» و «توان به حجم» برخوردارند؛

ویژگی‌هایی که آن‌ها را برای کاربردهایی که نیازمند ابعاد و وزن کم هستند —مانند موتورسیکلت‌ها، اره‌های زنجیری و ماشین‌های چمن‌زنی— مناسب می‌سازد (شکل ۱۵-۹).



شکل ۹—۱۵ موتورهای دوزمانه معمولاً در موتورسیکلت‌ها و ماشین‌های چمن‌زن به کار می‌روند.

پیشرفت در فناوری‌های گوناگون —از جمله تزریق مستقیم سوخت، احتراق با بار لایه‌ای (stratified charge) و سیستم‌های کنترل الکترونیکی— موجب احیای توجه به موتورهای دوزمانه‌ای شده است که ضمن رعایت استانداردهای سخت‌گیرانه آلایندگی، عملکرد بالا و مصرف سوخت بهینه را ارائه می‌دهند. برای وزن و حجم سیلندر (جابه‌جایی) مشخص، یک موتور دوزمانه با طراحی مناسب می‌تواند توان بسیار بیشتری نسبت به نمونه چهارزمانه تولید کند، زیرا موتورهای دوزمانه در هر دور چرخش موتور (و نه یک دور در میان) تولید توان می‌کنند. در موتورهای دوزمانه جدید، سوخت که به صورت ذرات بسیار ریز (اتمیزه شده) در اواخر کورس تراکم به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود، بسیار کامل‌تر می‌سوزد. سوخت پس از بسته شدن سوپاپ دود تزریق می‌شود که این امر از خروج سوخت نسوخته به جو جلوگیری می‌کند. در احتراق لایه‌ای (استراتیفاید)، شعله‌ای که با اشتعال مقدار کمی از مخلوط غنی سوخت و هوا در نزدیکی شمع ایجاد می‌شود،

در سراسر محفظه احتراق که با مخلوطی بسیار رقیق‌تر پر شده است پیشروی می‌کند و این فرایند منجر به احتراقی بسیار پاک‌تر می‌شود. همچنین، پیشرفت‌های حوزه الکترونیک امکان تضمین عملکرد بهینه را در شرایط متغیر بار و دور موتور فراهم کرده است. شرکت‌های بزرگ خودروسازی برنامه‌های تحقیقاتی را بر روی موتورهای دوزمانه در دست اجرا دارند؛ موتورهایی که انتظار می‌رود در آینده دوباره به عرصه بازگردند.

تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌های واقعی چهارزمانه یا دوزمانه که شرح داده شدند، کار ساده‌ای نیست. با این حال، اگر از فرضیات «هوای استاندارد» استفاده شود، می‌توان تحلیل را به میزان قابل‌توجهی ساده‌سازی کرد. چرخه‌ی حاصل از این کار که شباهت زیادی به شرایط عملکرد واقعی دارد، چرخه ایده‌آل اتو است. این چرخه شامل چهار فرایند برگشت‌پذیر داخلی است:

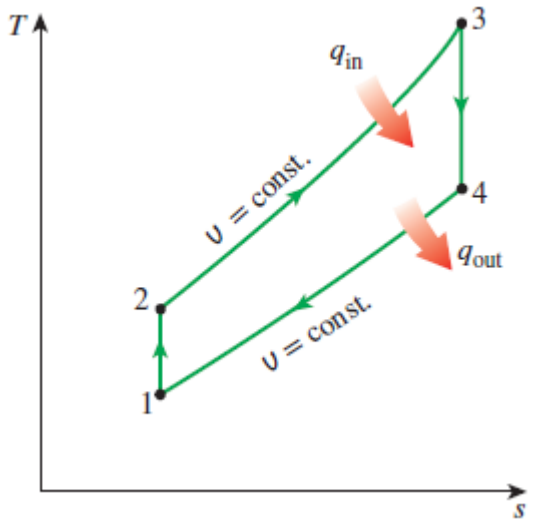
۱-۲ تراکم آیزنتروپیک

۲-۳ افزودن گرما در حجم ثابت

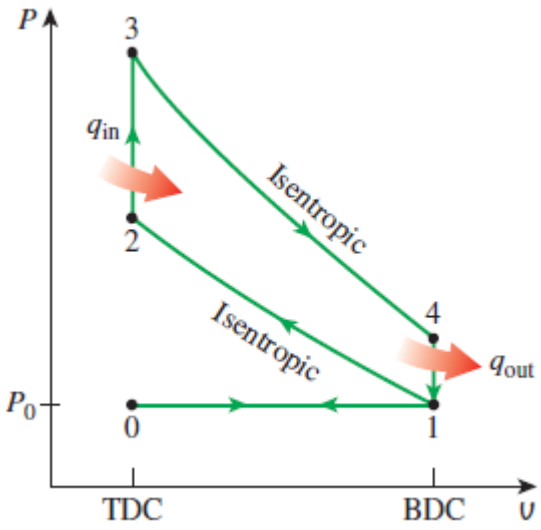
۳-۴ انبساط آیزنتروپیک

۴-۱ دفع گرما در حجم ثابت

نحوه اجرای چرخه اتو در دستگاه پیستون-سیلندر به همراه نمودار P-v در شکل ۹-۱۳b نشان داده شده است. نمودار T-s چرخه اتو نیز در شکل ۹-۱۶ آمده است.



شکل ۹-۱۶ نمودار T-s چرخه اتوی ایده‌آل



شکل ۹–۱۷ نمودار P-v چرخه ایده‌آل اتو که شامل کورس‌های مکش و تخلیه است.

موتورهای دوزمانه معمولاً بازدهی کمتری نسبت به همتایان چهارزمانه خود دارند؛ دلیل این امر تخلیه ناقص گازهای خروجی و همچنین خروج بخشی از مخلوط تازه هوا و سوخت همراه با گازهای خروجی است. با این حال، این موتورها ساختاری نسبتاً ساده و ارزان دارند و از نسبت‌های بالای «توان به وزن» و «توان به حجم» برخوردارند؛ ویژگی‌هایی که آن‌ها را برای کاربردهایی با محدودیت ابعاد و وزن، نظیر موتورسیکلت‌ها، اره‌های زنجیری و ماشین‌های چمن‌زنی مناسب می‌سازد (شکل ۹-۱۵).

پیشرفت در فناوری‌های گوناگون—مانند تزریق مستقیم سوخت، احتراق با بار لایه‌ای (stratified charge) و سیستم‌های کنترل الکترونیکی—موجب احیای توجه به موتورهای دوزمانه‌ای شده است که ضمن رعایت استانداردهای سخت‌گیرانه آلایندگی، عملکرد بالا و مصرف سوخت بهینه را ارائه می‌دهند. برای وزن و حجم سیلندر (جابجایی) یکسان، یک موتور دوزمانه با طراحی مناسب می‌تواند توان بسیار بیشتری نسبت به نمونه چهارزمانه تولید کند، زیرا موتورهای دوزمانه در هر دور چرخش موتور (به جای یک دور در میان) تولید توان می‌کنند. در موتورهای دوزمانه جدید، سوخت که به صورت ذرات بسیار ریز (اتمیزه شده) در اواخر مرحله تراکم به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود، بسیار کامل‌تر می‌سوزد. عمل پاشش سوخت پس از بسته شدن دریچه خروجی انجام می‌گیرد که این امر مانع از خروج سوخت نسوخته به جو می‌شود. در احتراق لایه‌ای (Stratified combustion)، شعله‌ای که با اشتعال مقدار کمی از مخلوط غنی سوخت و هوا در نزدیکی شمع آغاز می‌شود، در سراسر محفظه احتراق که از مخلوطی بسیار رقیق‌تر پر شده است پیشروی می‌کند و این امر منجر به احتراقی بسیار پاک‌تر می‌شود. همچنین، پیشرفت‌های حاصل در حوزه الکترونیک، تضمین عملکرد بهینه موتور را در شرایط متغیر بار و سرعت امکان‌پذیر ساخته است.

شرکت‌های بزرگ خودروسازی برنامه‌های تحقیقاتی را بر روی موتورهای دوزمانه در دست اجرا دارند؛ موتورهایی که انتظار می‌رود در آینده دوباره به عرصه بازگردند.

تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌های واقعی چهارزمانه یا دوزمانه که توصیف شدند، کار ساده‌ای نیست. با این حال، اگر از فرضیات «استاندارد هوا» (air-standard assumptions) استفاده شود، می‌توان این تحلیل را به میزان قابل‌توجهی ساده‌سازی کرد. چرخه حاصل از این کار، که شباهت زیادی به شرایط عملکرد واقعی دارد، چرخه ایده‌آل اتو (Otto cycle) نامیده می‌شود. این چرخه شامل چهار فرآیند برگشت‌پذیر داخلی است:

۲-۱ تراکم آیزنتروپیک (بی‌دررو و برگشت‌پذیر)

۲-۳ افزودن گرما در حجم ثابت

۳-۴ انبساط آیزنتروپیک

۴-۱ دفع گرما در حجم ثابت

نحوه اجرای چرخه اتو در دستگاه پیستون-سیلندر به همراه نمودار P-v در شکل ۹-۱۳b نشان داده شده است. نمودار T-s چرخه اتو نیز در شکل ۹-۱۶ آمده است.

چرخه ایده‌آل اتو که در شکل ۹-۱۳b نشان داده شده، یک کاستی دارد. این چرخه ایده‌آل شامل دو کورس (یا ضربه پیستون) است که معادل یک چرخه مکانیکی یا یک دور چرخش میل‌لنگ می‌باشد. در مقابل، عملکرد واقعی موتور که در شکل ۹-۱۳a نشان داده شده، شامل چهار کورس است که معادل دو چرخه مکانیکی یا دو دور چرخش میل‌لنگ می‌باشد. این مسئله را می‌توان با گنجاندن کورس‌های مکش و تخلیه در چرخه ایده‌آل اتو اصلاح کرد، همان‌طور که در شکل ۹-۱۷ نشان داده شده است. در این چرخه اصلاح‌شده، مخلوط سوخت و هوا (که به دلیل فرضیات استاندارد هوا، به صورت هوا تقریب زده می‌شود) در طول فرآیند ۱-۰ و هم‌زمان با حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا (TDC) به نقطه مرگ پایین (BDC)، از طریق سوپاپ ورودیِ باز و با فشار اتمسفر P0 وارد سیلندر می‌شود. در حالت ۱، سوپاپ ورودی بسته است و هوا به صورت آیزنتروپیک تا حالت ۲ فشرده می‌شود. سپس گرما در حجم ثابت منتقل می‌شود (فرآیند ۲-۳)؛ هوا به صورت آیزنتروپیک تا حالت ۴ منبسط می‌گردد؛ و گرما در حجم ثابت دفع می‌شود (فرآیند ۴-۱). گازهای خروجی (که باز هم رفتار آن‌ها مشابه هوا فرض می‌شود) از طریق سوپاپ خروجیِ باز، تخلیه می‌شوند (فرآیند ۱-۰) در حالی که فشار در مقدار P0 ثابت می‌ماند.

چرخه اتوی اصلاح‌شده که در شکل ۹-۱۷ نشان داده شده است، طی فرآیندهای مکش و تخلیه در یک سیستم باز و در طول چهار فرآیند دیگر در یک سیستم بسته اجرا می‌شود. شایان ذکر است که فرآیند افزودن گرما

در حجم ثابت (۲-۳) در چرخه اتوی ایده‌آل، جایگزین فرآیند احتراق در عملکرد واقعی موتور می‌شود، در حالی که فرآیند دفع گرما در حجم ثابت (۴-۱) جایگزین مرحله تخلیه سریع (blowdown) می‌گردد.

تبادلات کاری در طول فرآیندهای مکش در فشار ثابت (۰-۱) و تخلیه در فشار ثابت (۱-۰) را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$w_{\text{out,0-1}} = P_0(v_1 - v_0)$$
$$w_{\text{in,1-0}} = P_0(v_1 - v_0)$$

این دو فرآیند یکدیگر را خنثی می‌کنند، زیرا کار خروجی در مرحله مکش با کار ورودی در مرحله تخلیه برابر است. در نتیجه، چرخه به چرخه نشان‌داده‌شده در شکل ۹-۱۳b تقلیل می‌یابد. بنابراین، در نظر گرفتن فرآیندهای مکش و تخلیه تأثیری بر کار خالص خروجی چرخه ندارد. با این حال، هنگام محاسبه توان خروجی چرخه در تحلیل چرخه اتوی ایده‌آل، باید این واقعیت را در نظر گرفت که چرخه اتوی ایده‌آل نیز مانند موتور واقعی چهارزمانه با جرقه‌زنی، دارای چهار کورس (مرحله) است. این موضوع در بخش پایانی مثال ۹-۳ نشان داده شده است.

چرخه اتو در یک سیستم بسته انجام می‌شود و با صرف‌نظر از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، موازنه انرژی برای هر یک از فرآیندها، بر مبنای واحد جرم، به صورت زیر بیان می‌شود:

$$q_{\text{in}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9–6}a\textbf{)}$$

and

$$q_{\text{out}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9–6}b\textbf{)}$$

آنگاه بازده حرارتی چرخه اتوی ایده‌آل، تحت فرض‌های استاندارد هوای سرد، به صورت زیر درمی‌آید:

$$\eta_{\text{th,Otto}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ آیزنتروپیک هستند و v2 = v3 و v4 = v1. بنابراین،

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \qquad \textbf{(9–7)}$$

با جایگذاری این معادلات در رابطه راندمان حرارتی و ساده‌سازی، داریم:

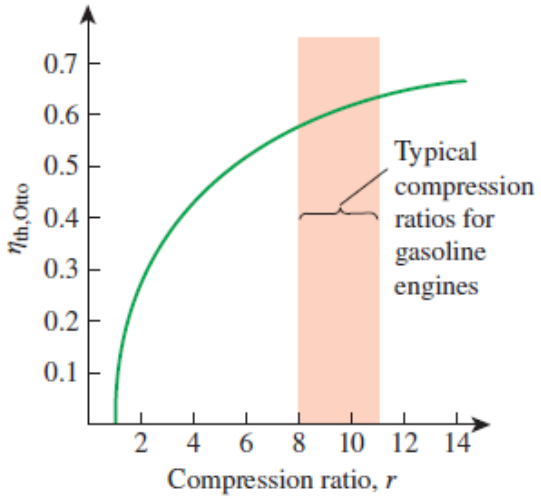
$$\eta_{\text{th,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \qquad (9\text{–}8)$$

where

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \qquad (9\text{–}9)$$

...نسبت تراکم است و k نسبت گرمای ویژه (cp/cv) می‌باشد.

معادله ۹-۸ نشان می‌دهد که تحت فرض‌های «استاندارد هوای سرد»، بازده حرارتی یک چرخه اتوی ایده‌آل به نسبت تراکم موتور و نسبت گرمای ویژه سیال عامل بستگی دارد. بازده حرارتی چرخه اتوی ایده‌آل با افزایش هر دو پارامترِ نسبت تراکم و نسبت گرمای ویژه، افزایش می‌یابد. این موضوع در مورد موتورهای احتراق داخلی واقعی با جرقه (موتورهای بنزینی) نیز صادق است. نمودار بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم در شکل ۹-۱۸ برای مقدار k = ۱.۴ (که مقدار نسبت گرمای ویژه هوا در دمای اتاق است) رسم شده است. برای یک نسبت تراکم مشخص، بازده حرارتی یک موتور واقعی با جرقه کمتر از بازده چرخه اتوی ایده‌آل است؛ دلیل این امر وجود پدیده‌های برگشت‌ناپذیر (مانند اصطکاک) و عوامل دیگری همچون احتراق ناقص است.



شکل ۹-۱۸ بازده حرارتی چرخه ایده‌آل اتو بر حسب نسبت تراکم (k = ۱/۴).

از شکل ۹-۱۸ می‌توان مشاهده کرد که منحنی بازده حرارتی در نسبت‌های تراکم پایین شیب نسبتاً تندی دارد، اما از نسبت تراکم حدود ۸ به بعد، شیب آن کاهش یافته و منحنی تقریباً تخت می‌شود. بنابراین، افزایش بازده حرارتی در اثر بالا بردن نسبت تراکم، در مقادیر بالای نسبت تراکم به اندازه مقادیر پایین آن محسوس نیست. همچنین، هنگام استفاده از نسبت‌های تراکم بالا، دمای برخی نواحی مخلوط سوخت و هوا در حین فرآیند احتراق از دمای خوداشتعالی سوخت (دمایی که در آن سوخت بدون نیاز به جرقه مشتعل می‌شود) فراتر می‌رود. این امر موجب سوختن زودهنگام و سریع سوخت در نقطه‌ای (یا نقاطی) جلوتر از جبهه شعله و

به دنبال آن، اشتعال تقریباً آنیِ گازهای باقی‌مانده (end gas) می‌شود. این اشتعال زودهنگام سوخت که «خوداشتعالی» نامیده می‌شود، صدای قابل‌شنیدنی ایجاد می‌کند که به آن «ضربه موتور» یا «ناک» (knock) می‌گویند. پدیده خوداشتعالی در موتورهای با جرقه قابل‌قبول نیست، زیرا عملکرد موتور را مختل کرده و می‌تواند به آن آسیب برساند. الزام به جلوگیری از خوداشتعالی، محدودیتی برای حداکثر نسبت تراکم قابل‌استفاده در موتورهای احتراق داخلی با جرقه ایجاد می‌کند. افزایش بازده حرارتی موتورهای بنزینی با به‌کارگیری نسبت‌های تراکم بالاتر (تا حدود ۱۲) و بدون مواجهه با مشکل خوداشتعالی (احتراق زودرس)، از طریق استفاده از مخلوط‌های بنزینی با ویژگی‌های ضدکوبش مطلوب — نظیر بنزین آمیخته با تتراتیل‌سرب — امکان‌پذیر شده است. تتراتیل‌سرب از دهه ۱۹۲۰ به بنزین افزوده می‌شد، زیرا روشی کم‌هزینه برای بالا بردن عدد اکتان (معیاری برای سنجش مقاومت سوخت در برابر کوبش موتور) به شمار می‌رفت. با این حال، بنزین سرب‌دار عارضه جانبی بسیار نامطلوبی دارد: در جریان فرایند احتراق، ترکیباتی ایجاد می‌کند که برای سلامتی خطرناک بوده و موجب آلودگی محیط زیست می‌شوند. در راستای مقابله با آلودگی هوا، دولت در اواسط دهه ۱۹۷۰ سیاستی را اتخاذ کرد که سرانجام به حذف تدریجی بنزین سرب‌دار انجامید. پالایشگاه‌ها که دیگر امکان استفاده از سرب را نداشتند، روش‌های دیگری را برای بهبود ویژگی‌های ضدکوبش بنزین ابداع کردند.

بیشتر خودروهای ساخته‌شده پس از سال ۱۹۷۵ برای استفاده از بنزین بدون سرب طراحی شده‌اند و به همین دلیل، برای جلوگیری از پدیده «ضربه» (یا ناک زدن) موتور، نسبت تراکم آن‌ها کاهش یافت. با این حال، دسترسی آسان به سوخت‌های با عدد اکتان بالا در سال‌های اخیر، امکان افزایش مجدد نسبت تراکم را فراهم کرده است. همچنین، به لطف پیشرفت‌ها در سایر زمینه‌ها (مانند کاهش وزن کلی خودرو، بهبود طراحی آیرودینامیک، استفاده از سیستم‌های چنداتصالی برای دستیابی به نسبت تراکم متغیر، موتورهای هیبریدی با قابلیت بازیابی انرژی تلف‌شده هنگام ترمزگیری، و سوپاپ‌های ورودی و خروجی با کنترل مستقل)، خودروهای امروزی مصرف سوخت بهینه‌تری دارند و در نتیجه با مقدار مشخصی سوخت، مسافت بیشتری را طی می‌کنند. این موضوع نمونه‌ای از آن است که چگونه تصمیمات مهندسی مستلزم ایجاد موازنه (سازش میان عوامل مختلف) هستند و بهره‌وری تنها یکی از ملاحظات در طراحی نهایی محسوب می‌شود.

دومین پارامتر مؤثر بر بازده حرارتی چرخه ایده‌آل اتو، نسبت گرمای ویژه (k) است. برای یک نسبت تراکم معین، چرخه ایده‌آل اتو در صورتی که از یک گاز تک‌اتمی (مانند آرگون یا هلیم با k = ۱٫۶۶۷) به عنوان سیال عامل استفاده کند، بالاترین بازده حرارتی را خواهد داشت. با بزرگ‌تر شدن مولکول‌های سیال عامل، نسبت گرمای ویژه (k) و در نتیجه بازده حرارتی چرخه ایده‌آل اتو کاهش می‌یابد (شکل ۹-۱۹). مقدار این نسبت در دمای اتاق برای هوا برابر ۱٫۴، برای دی‌اکسید کربن ۱٫۳ و برای اتان ۱٫۲ است. سیال عامل در

موتورهای واقعی حاوی مولکول‌های بزرگ‌تری مانند دی‌اکسید کربن است و نسبت گرمای ویژه آن با افزایش دما کاهش می‌یابد؛ این یکی از دلایلی است که باعث می‌شود بازده حرارتی چرخه‌های واقعی کمتر از چرخه ایده‌آل اتو باشد. بازده حرارتی موتورهای واقعی با احتراق جرقه‌ای (بنزینی) در محدوده ۲۵ تا ۳۰ درصد قرار دارد.

مثال ۳-۹: چرخه اتوی ایده‌آل

یک چرخه اتوی ایده‌آل دارای نسبت تراکم ۸ است. در آغاز فرایند تراکم، هوا در فشار ۱۰۰ کیلوپاسکال و دمای ۱۷ درجه سلسیوس قرار دارد و در طول فرایند افزودن گرما در حجم ثابت، ۸۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم گرما به هوا منتقل می‌شود. با در نظر گرفتن تغییرات ظرفیت‌های گرمایی ویژه هوا نسبت به دما، موارد زیر را تعیین کنید: (الف) حداکثر دما و فشار در طول چرخه، (ب) کار خالص خروجی، (ج) بازده حرارتی، و (د) فشار مؤثر میانگین چرخه.

(هـ) همچنین، توان خروجی چرخه را بر حسب کیلووات برای سرعت موتور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه (rpm) تعیین کنید. فرض کنید این چرخه در موتوری با چهار سیلندر و حجم جابجایی کل ۱.۶ لیتر عمل می‌کند.

حل: یک چرخه اتوی ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود. قرار است حداکثر دما و فشار، کار خالص خروجی، بازده حرارتی، فشار مؤثر میانگین و توان خروجی برای سرعت موتور مشخص‌شده تعیین شوند.

فرضیات: ۱- فرضیات «هوای استاندارد» (air-standard assumptions) قابل اعمال هستند. ۲- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند. ۳- تغییرات ظرفیت‌های گرمایی ویژه نسبت به دما باید در نظر گرفته شود.

تحلیل: نمودار P-v چرخه اتوی ایده‌آلِ توصیف‌شده در شکل ۲۰-۹ نشان داده شده است. توجه داریم که هوای موجود در سیلندر یک سیستم بسته را تشکیل می‌دهد.

(الف) حداکثر دما و فشار در چرخه اتو در پایان فرایند افزودن گرما در حجم ثابت (حالت ۳) رخ می‌دهد. اما ابتدا باید دما و فشار هوا را در پایان فرایند تراکم آیزنتروپیک (حالت ۲) با استفاده از داده‌های جدول A-17 تعیین کنیم:

$$T_1 = 290\ \text{K} \rightarrow \begin{matrix} u_1 = 206.91\ \text{kJ/kg} \\ \upsilon_{r1} = 676.1 \end{matrix}$$

فرآیند ۱-۲ (تراکم بی‌دررو و برگشت‌پذیر یا همان «ایزنتروپیک» یک گاز ایده‌آل):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \quad \rightarrow \quad T_2 = 652.4 \text{ K}$$

$$u_2 = 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$$

$$= (100 \text{ kPa})\left(\frac{652.4 \text{ K}}{290 \text{ K}}\right)(8) = 1799.7 \text{ kPa}$$

فرآیند ۲-۳ (افزایش گرما در حجم ثابت):

$$q_{in} = u_3 - u_2$$

$$800 \text{ kJ/kg} = u_3 - 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 1275.11 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_3 = \mathbf{1575.1 \text{ K}}$$

$$v_{r3} = 6.108$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)\left(\frac{v_2}{v_3}\right)$$

$$= (1.7997 \text{ MPa})\left(\frac{1575.1 \text{ K}}{652.4 \text{ K}}\right)(1) = \mathbf{4.345 \text{ MPa}}$$

(ب) کار خالص خروجی چرخه را می‌توان به دو روش تعیین کرد: یا با محاسبه کار مرزی ($P\,dV$) در هر فرآیند از طریق انتگرال‌گیری و جمع مقادیر آن‌ها، و یا با تعیین انتقال خالص گرما که با کار خالص انجام‌شده در طول چرخه برابر است. ما روش دوم را در پیش می‌گیریم. با این حال، ابتدا باید انرژی داخلی هوا در حالت ۴ را بیابیم:

فرآیند ۴-۳ (انبساط آیزنتروپیک یک گاز ایده‌آل):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = r v_{r3} = (8)(6.108) = 48.864 \quad \rightarrow \quad T_4 = 795.6 \text{ K}$$

$$u_4 = 588.74 \text{ kJ/kg}$$

فرآیند ۱-۴ (دفع حرارت در حجم ثابت):

$$-q_{out} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{out} = u_4 - u_1$$

$$q_{out} = 588.74 - 206.91 = 381.83 \text{ kJ/kg}$$

Thus,

$$w_{net} = q_{net} = q_{in} - q_{out} = 800 - 381.83 = \mathbf{418.17 \text{ kJ/kg}}$$

(c) بازده حرارتی چرخه بر اساس تعریف آن تعیین می‌شود:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = 0.523 \quad \text{or} \quad \mathbf{52.3\%}$$

تحت فرض‌های استاندارد هوای سرد (مقادیر ثابت گرمای ویژه در دمای اتاق)، بازده حرارتی برابر خواهد بود با (معادله ۹-۸)

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565 \quad \text{or} \quad 56.5\%$$

(d) فشار مؤثر متوسط بر اساس تعریف آن، یعنی معادله ۹-۴، تعیین می‌شود:

$$\text{MEP} = \frac{w_{net}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{net}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{net}}{v_1(1 - 1/r)}$$

where

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa·m}^3\text{/kg·K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.8323 \text{ m}^3\text{/kg}$$

Thus,

$$\text{MEP} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{(0.8323 \text{ m}^3\text{/kg})\left(1 - \frac{1}{8}\right)}\left(\frac{1 \text{ kPa·m}^3}{1 \text{ kJ}}\right) = \mathbf{574 \text{ kPa}}$$

(e) کل جرم هوای گرفته شده توسط هر چهار سیلندر هنگام شارژ شدن برابر است با:

$$m = \frac{V_d}{v_1} = \frac{0.0016 \text{ m}^3}{0.8323 \text{ m}^3\text{/kg}} = 0.001922 \text{ kg}$$

کار خالص تولید شده توسط چرخه برابر است با

$$W_{net} = mw_{net} = (0.001922 \text{ kg})(418.17 \text{ kJ/kg}) = 0.8037 \text{ kJ}$$

یعنی، کار خالص تولید شده در هر سیکل ترمودینامیکی ۰.۸۰۳۷ کیلوژول بر سیکل است. با توجه به اینکه در یک موتور چهار زمانه (یا در سیکل اتو ایده‌آل شامل کورس‌های ورودی و خروجی) دو دور در هر سیکل ترمودینامیکی (nrev = 2 rev/cycle) وجود دارد، توان تولید شده توسط موتور از رابطه زیر تعیین می‌شود.

$$\dot{W}_{net} = \frac{W_{net}\dot{n}}{n_{rev}} = \frac{(0.8037\ \text{kJ/cycle})(4000\ \text{rev/min})}{2\ \text{rev/cycle}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = \mathbf{26.8\ kW}$$

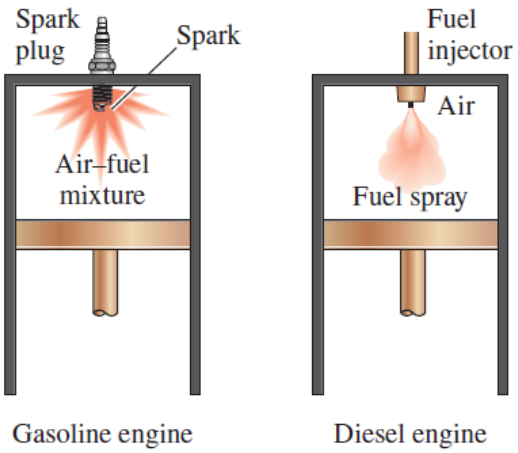
بحث اگر یک موتور دو زمانه را که با چرخه اتو ایده‌آل با همان مقادیر کار می‌کند، تجزیه و تحلیل کنیم، توان خروجی به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}_{net} = \frac{W_{net}\dot{n}}{n_{rev}} = \frac{(0.8037\ \text{kJ/cycle})(4000\ \text{rev/min})}{1\ \text{rev/cycle}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 53.6\ \text{kW}$$

توجه داشته باشید که در موتورهای دوزمانه، در هر چرخه ترمودینامیکی یک دور چرخش وجود دارد.

۹–۶ ■ چرخه دیزل: چرخه ایده‌آل برای موتورهای با احتراق تراکمی

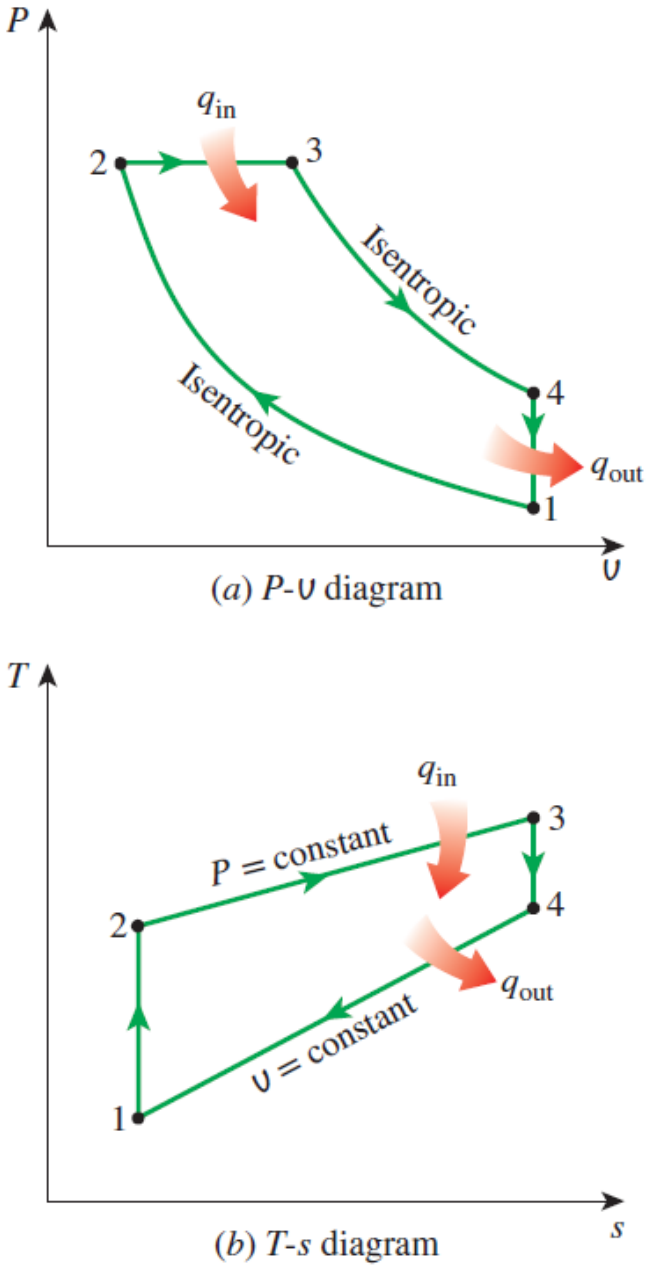
چرخه دیزل، چرخه ایده‌آل برای موتورهای رفت‌وبرگشتی با احتراق تراکمی (CI) است. موتور CI که نخستین بار توسط رودولف دیزل در دهه ۱۸۹۰ مطرح شد، شباهت زیادی به موتورهای با احتراق جرقه‌ای (SI) دارد که در بخش قبل بررسی شدند؛ تفاوت اصلی آن‌ها در روش آغاز احتراق است. در موتورهای با احتراق جرقه‌ای (که به موتورهای بنزینی نیز معروف‌اند)، مخلوط هوا و سوخت تا دمایی پایین‌تر از دمای خوداشتعالی سوخت فشرده می‌شود و فرآیند احتراق با ایجاد جرقه توسط شمع آغاز می‌گردد. در موتورهای CI (که به موتورهای دیزلی نیز معروف‌اند)، هوا تا دمایی بالاتر از دمای خوداشتعالی سوخت فشرده می‌شود و با تزریق سوخت به درون این هوای داغ، احتراق بلافاصله پس از تماس سوخت با هوا آغاز می‌شود. از این‌رو، در موتورهای دیزلی، انژکتور سوخت جایگزین شمع می‌شود (شکل ۹–۲۱).



شکل ۹-۲۱ در موتورهای دیزل، شمع با انژکتور سوخت جایگزین می‌شود و در طی مرحله تراکم، تنها هوا فشرده می‌گردد.

در موتورهای بنزینی، مخلوطی از هوا و سوخت در طی کورس تراکم فشرده می‌شود و نسبت‌های تراکم به دلیل آغاز خوداشتعالی (یا همان پدیده ناک/ضربه موتور) محدود می‌شوند. در موتورهای دیزل، در طی کورس تراکم تنها هوا فشرده می‌شود که این امر احتمال خوداشتعالی را از بین می‌برد. بنابراین، موتورهای دیزل را می‌توان طوری طراحی کرد که با نسبت‌های تراکم بسیار بالاتری کار کنند؛ نسبت‌هایی که معمولاً بین ۱۲ تا ۲۴ متغیر است. عدم مواجهه با مشکل خوداشتعالی مزیت دیگری نیز دارد: بسیاری از الزامات سخت‌گیرانه‌ای که برای سوخت بنزین وجود دارد، در اینجا قابل حذف هستند و می‌توان از سوخت‌هایی با پالایش کمتر (و در نتیجه ارزان‌تر) در موتورهای دیزل استفاده کرد.

فرآیند تزریق سوخت در موتورهای دیزل زمانی آغاز می‌شود که پیستون به نقطه مرگ بالا (TDC) نزدیک می‌شود و تا بخش ابتدایی کورس توان (کورس انبساط) ادامه می‌یابد. از این رو، فرآیند احتراق در این موتورها در بازه زمانی طولانی‌تری رخ می‌دهد. به دلیل همین مدت‌زمان طولانی‌تر، فرآیند احتراق در چرخه ایده‌آل دیزل به صورت فرآیند افزودن گرما در فشار ثابت تقریب زده می‌شود. در واقع، این تنها فرآیندی است که در آن چرخه‌های اتو و دیزل با یکدیگر تفاوت دارند. سه فرآیند دیگر در هر دو چرخه ایده‌آل یکسان هستند؛ بدین معنا که فرآیند ۱-۲ تراکم آیزنتروپیک، فرآیند ۲-۳ افزودن گرما در فشار ثابت، فرآیند ۳-۴ انبساط آیزنتروپیک و فرآیند ۴-۱ دفع گرما در حجم ثابت است. شباهت میان این دو چرخه در نمودارهای P-v و T-s چرخه دیزل که در شکل ۹-۲۲ نشان داده شده‌اند نیز مشهود است.



شکل ۲۲-۹ نمودارهای T-s و P-v برای چرخه ایده‌آل دیزل.

با توجه به اینکه چرخه دیزل در یک دستگاه پیستون-سیلندر اجرا می‌شود که یک سیستم بسته را تشکیل می‌دهد، مقدار گرمای منتقل شده به سیال عامل در فشار ثابت و گرمای دفع شده از آن در حجم ثابت را می‌توان به صورت زیر بیان کرد.

$$q_{\text{in}} - w_{b,\text{out}} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{\text{in}} = P_2(\upsilon_3 - \upsilon_2) + (u_3 - u_2)$$
$$= h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9–10}a\textbf{)}$$

and

$$-q_{\text{out}} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{out}} = u_4 - u_1 = c_\upsilon(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9–10}b\textbf{)}$$

آنگاه بازده حرارتی چرخه ایده‌آل دیزل، تحت فرض‌های استاندارد هوای سرد، به صورت زیر درمی‌آید:

$$\eta_{\text{th,Diesel}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

اکنون کمیت جدیدی به نام نسبت قطع (rc) را به صورت نسبت حجم‌های سیلندر پس از فرایند احتراق و پیش از آن تعریف می‌کنیم:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{\upsilon_3}{\upsilon_2} \qquad \textbf{(9–11)}$$

با استفاده از این تعریف و روابط گاز ایده‌آل آیزنتروپیک برای فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴، می‌بینیم که رابطه راندمان حرارتی به صورت زیر کاهش می‌یابد:

$$\eta_{\text{th,Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right] \qquad \textbf{(9–12)}$$

که در آن r نسبت تراکم تعریف شده توسط معادلات ۹-۹ است. با نگاهی دقیق به معادلات ۹-۱۲، متوجه می‌شویم که تحت فرضیات استاندارد هوای سرد، بازده یک سیکل دیزل با بازده یک سیکل اتو به اندازه مقدار داخل پرانتز متفاوت است. این مقدار همیشه بزرگتر از ۱ است. بنابراین،

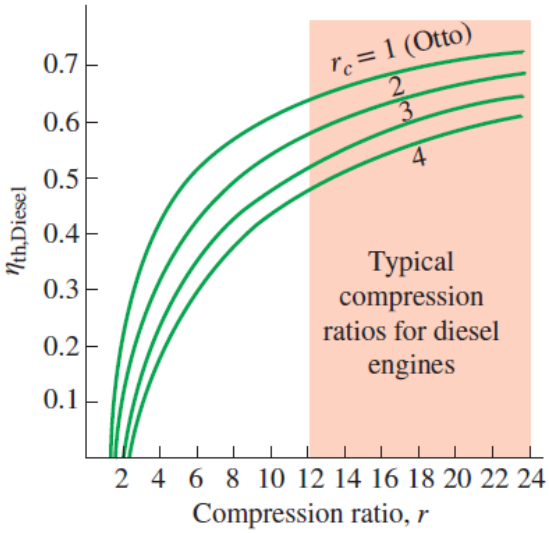
$$\eta_{\text{th,Otto}} > \eta_{\text{th,Diesel}} \qquad \textbf{(9–13)}$$

...زمانی که هر دو چرخه با نسبت تراکم یکسانی کار می‌کنند. همچنین، با کاهش نسبت قطع (cutoff ratio)، بازده چرخه دیزل افزایش می‌یابد (شکل ۹-۲۳). در حالت حدی که در آن rc = ۱ باشد، عبارت داخل کروشه برابر با یک می‌شود (آیا می‌توانید آن را اثبات کنید؟) و بازده چرخه‌های اتو و دیزل یکسان می‌گردد. با این حال، به خاطر داشته باشید که موتورهای دیزل با نسبت‌های تراکم بسیار بالاتری کار می‌کنند و از این رو معمولاً بازدهی بیشتری نسبت به موتورهای جرقه‌زن (بنزینی) دارند. موتورهای دیزل همچنین سوخت را

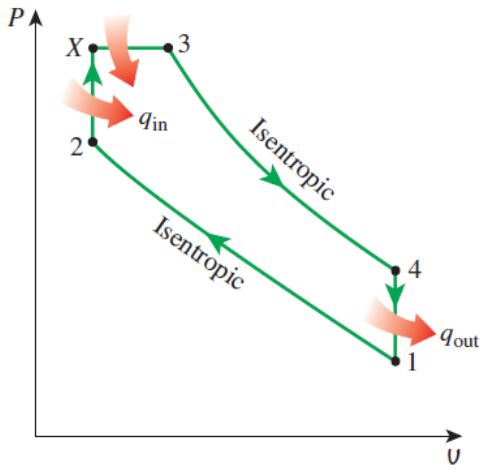
کامل‌تر می‌سوزانند، زیرا معمولاً با دور موتور (دور در دقیقه) پایین‌تری کار می‌کنند و نسبت جرمی هوا به سوخت در آن‌ها بسیار بالاتر از موتورهای جرقه‌زن است. بازده حرارتی موتورهای دیزل خودرویی در محدوده ۳۵ تا ۴۰ درصد قرار دارد. برخی از موتورهای احتراق تراکمی (CI) بسیار بزرگ و کم‌سرعت، بازده حرارتی بیش از ۵۰ درصد دارند.

بازده بالاتر و هزینه سوخت کمترِ موتورهای دیزل، آن‌ها را برای کاربردهایی که به توان نسبتاً زیادی نیاز دارند — مانند موتورهای لکوموتیو، واحدهای تولید برق اضطراری، کشتی‌های بزرگ و کامیون‌های سنگین — جذاب می‌سازد. به عنوان نمونه‌ای از بزرگی ابعاد یک موتور دیزل، می‌توان به موتور دیزل ۱۲ سیلندری اشاره کرد که در سال ۱۹۶۴ توسط شرکت ایتالیایی فیات ساخته شد؛ این موتور دارای توان خروجی نامی ۲۵۲۰۰ اسب بخار (۱۸.۸ مگاوات) در دور ۱۲۲ دور در دقیقه، قطر سیلندر ۹۰ سانتی‌متر و کورس پیستون ۹۱ سانتی‌متر بود.

در موتورهای مدرن احتراق تراکمیِ پرسرعت، سوخت بسیار زودتر از موتورهای دیزل اولیه به محفظه احتراق تزریق می‌شود. احتراق سوخت در اواخر کورس تراکم آغاز می‌گردد و در نتیجه، بخشی از فرآیند احتراق تقریباً در شرایط حجم ثابت رخ می‌دهد. تزریق سوخت تا زمانی که پیستون به نقطه مرگ بالا (TDC) برسد ادامه می‌یابد و احتراق سوخت باعث می‌شود فشار تا عمق کورس انبساط بالا باقی بماند. بدین ترتیب، کل فرآیند احتراق را می‌توان به بهترین شکل به صورت ترکیبی از فرآیندهای حجم‌ثابت و فشارثابت مدل‌سازی کرد. چرخه ایده‌آل مبتنی بر این مفهوم، «چرخه دوگانه» (Dual cycle) نامیده می‌شود و نمودار P-v آن در شکل ۹-۲۴ آمده است. مقادیر نسبی گرمای منتقل‌شده در هر فرآیند را می‌توان طوری تنظیم کرد که با چرخه واقعی مطابقت بیشتری داشته باشد. شایان ذکر است که چرخه‌های اتو و دیزل، هر دو می‌توانند به عنوان حالت‌های خاصی از چرخه دوگانه در نظر گرفته شوند. چرخه دوگانه در مقایسه با چرخه دیزل، مدلی واقع‌گرایانه‌تر برای توصیف موتورهای مدرن و پرسرعتِ احتراق تراکمی است.



شکل ۹–۲۳ بازده حرارتی چرخه ایده‌آل دیزل بر حسب نسبت‌های تراکم و قطع (k = 1.4).



شکل ۹-۲۴ نمودار P-v یک چرخه ترکیبی (Dual) ایده‌آل.

مثال ۴-۹: چرخه دیزل ایده‌آل

یک چرخه دیزل ایده‌آل که در آن هوا به عنوان سیال عامل عمل می‌کند، دارای نسبت تراکم ۱۸ و نسبت قطع (cutoff ratio)۲ است. در آغاز فرایند تراکم، وضعیت سیال عامل عبارت است از: فشار ۱۴/۷ psia، دمای ۸۰ درجه فارنهایت و حجم ۱۱۷ اینچ مکعب. با استفاده از فرض‌های «استاندارد هوای سرد» (cold-air-standard assumptions)، موارد زیر را تعیین کنید: (الف) دما و فشار هوا در پایان هر فرایند، (ب) کار خالص خروجی و بازده حرارتی، و (ج) فشار مؤثر میانگین.

حل: یک چرخه دیزل ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود. هدف، تعیین دما و فشار در پایان هر فرایند، کار خالص خروجی، بازده حرارتی و فشار مؤثر میانگین است.

فرض‌ها: ۱- فرض‌های استاندارد هوای سرد قابل اعمال هستند؛ بنابراین می‌توان فرض کرد که هوا دارای ظرفیت‌های گرمایی ویژه ثابت در دمای اتاق است. ۲- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

خواص: ثابت گاز هوا برابر با $R = 0.3704\ \text{psia}\cdot\text{ft}^3/\text{lbm}\cdot\text{R}$ است و سایر خواص آن در دمای اتاق عبارتند از: $c_p = 0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R}$، $c_v = 0.171\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R}$ و $k = 1.4$ (جدول A–2Ea).

تحلیل: نمودار P-V چرخه دیزل ایده‌آلِ توصیف‌شده در شکل ۹-۲۵ نشان داده شده است.

توجه داریم که هوای موجود در سیلندر، یک سیستم بسته را تشکیل می‌دهد.

(الف) مقادیر دما و فشار در پایان هر فرآیند را می‌توان با استفاده از روابط آیزنتروپیک گاز ایده‌آل برای فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ تعیین کرد. اما ابتدا، با بهره‌گیری از تعاریف نسبت تراکم و نسبت قطع (cutoff ratio)، حجم‌های موجود در پایان هر فرآیند را تعیین می‌کنیم:

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{117\ \text{in}^3}{18} = 6.5\ \text{in}^3$$
$$V_3 = r_c V_2 = (2)(6.5\ \text{in}^3) = 13\ \text{in}^3$$
$$V_4 = V_1 = 117\ \text{in}^3$$

فرآیند ۱-۲ (تراکم آیزنتروپیک گاز ایده‌آل، ظرفیت‌های گرمایی ویژه ثابت):

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (540\ \text{R})(18)^{1.4-1} = \mathbf{1716\ R}$$
$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k} = (14.7\ \text{psia})(18)^{1.4} = \mathbf{841\ psia}$$

فرآیند ۲-۳ (افزودن گرما به گاز ایده‌آل در فشار ثابت):

$$P_3 = P_2 = \mathbf{841\ psia}$$
$$\frac{P_2V_2}{T_2} = \frac{P_3V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = (1716\ \text{R})(2) = \mathbf{3432\ R}$$

(ب) کار خالص در یک چرخه با انتقال خالص گرما برابر است. اما ابتدا جرم هوا را تعیین می‌کنیم:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(14.7\ \text{psia})(117\ \text{in}^3)}{(0.3704\ \text{psia}\cdot\text{ft}^3/\text{lbm}\cdot\text{R})(540\ \text{R})}\left(\frac{1\ \text{ft}^3}{1728\ \text{in}^3}\right) = 0.00498\ \text{lbm}$$

فرآیند ۲-۳ یک فرآیند افزایش گرما در فشار ثابت است که برای آن می‌توان عبارات کار مرزی و Δu را با هم ترکیب کرده و Δh را بدست آورد. بنابراین،

$$\begin{aligned} Q_{\text{in}} &= m(h_3 - h_2) = mc_p(T_3 - T_2) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.240 \text{ Btu/lbm·R})[(3432 - 1716) \text{ R}] \\ &= 2.051 \text{ Btu} \end{aligned}$$

فرآیند ۴-۱ یک فرآیند دفع گرما با حجم ثابت است (شامل هیچ برهمکنش کاری نمی‌شود) و مقدار گرمای دفع شده برابر است با

$$\begin{aligned} Q_{\text{out}} &= m(u_4 - u_1) = mc_v(T_4 - T_1) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.171 \text{ Btu/lbm·R})[(1425 - 540) \text{ R}] \\ &= 0.754 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Thus,

$$W_{\text{net}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}} = 2.051 - 0.754 = \mathbf{1.297 \text{ Btu}}$$

آنگاه بازده حرارتی برابر می‌شود با

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{2.051 \text{ Btu}} = 0.632 \quad \text{or} \quad \mathbf{63.2\%}$$

بازده حرارتی این چرخه دیزل، تحت فرض‌های «استاندارد هوای سرد»، نیز از طریق معادله ۹-۱۲ قابل تعیین است.

(ج) فشار مؤثر متوسط بر اساس تعریف آن، یعنی معادله ۹-۴، تعیین می‌شود:

$$\begin{aligned} \text{MEP} &= \frac{W_{\text{net}}}{V_{\max} - V_{\min}} = \frac{W_{\text{net}}}{V_1 - V_2} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{(117 - 6.5) \text{ in}^3}\left(\frac{778.17 \text{ lbf·ft}}{1 \text{ Btu}}\right)\left(\frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}}\right) \\ &= \mathbf{110 \text{ psia}} \end{aligned}$$

بحث: توجه داشته باشید که فشار ثابت ۱۱۰ psia در طول کورس توان، همان مقدار کار خالص خروجیِ کل چرخه دیزل را تولید می‌کند.

۹–۷ ■ چرخه‌های استرلینگ و اریکسون

چرخه‌های ایده‌آل اتو و دیزل که در بخش‌های پیشین بررسی شدند، تماماً از فرآیندهای برگشت‌پذیرِ داخلی تشکیل شده‌اند و از این رو، چرخه‌هایی با برگشت‌پذیری داخلی محسوب می‌شوند. با این حال، این چرخه‌ها کاملاً برگشت‌پذیر نیستند؛ زیرا در طول فرآیندهای غیرهم‌دمای (non-isothermal) دریافت و دفع گرما، انتقال حرارت با وجود اختلاف دمای محسوس (غیردیفرانسیلی) صورت می‌گیرد که فرآیندهایی برگشت‌ناپذیرند. بنابراین، بازده حرارتی موتور اتو یا دیزل کمتر از بازده موتور کارنو خواهد بود که بین همان حدود دمایی کار می‌کند.

موتور حرارتی‌ای را در نظر بگیرید که بین یک منبع حرارتی با دمای TH و یک چاهک حرارتی با دمای TL کار می‌کند. برای اینکه چرخه موتور حرارتی کاملاً برگشت‌پذیر باشد، اختلاف دمای میان سیال عامل و منبع (یا چاهک) حرارتی در هیچ‌یک از مراحل انتقال حرارت نباید از یک مقدار دیفرانسیلی (بسیار ناچیز) مانند dT فراتر رود. به عبارت دیگر، هر دو فرآیند دریافت و دفع گرما در طول چرخه باید به صورت هم‌دما (ایزوترمال) انجام شوند؛ یکی در دمای TH و دیگری در دمای TL. این دقیقاً همان اتفاقی است که در چرخه کارنو رخ می‌دهد.

دو چرخه دیگر نیز وجود دارند که شامل فرآیند دریافت گرمای هم‌دما در دمای TH و فرآیند دفع گرمای هم‌دما در دمای TL هستند: چرخه استرلینگ و چرخه اریکسون. تفاوت آن‌ها با چرخه کارنو در این است که در چرخه استرلینگ، دو فرآیند آیزنتروپیک (هم‌آنتروپی) با دو فرآیند بازتولید (یا احیا/Regeneration) در حجم ثابت، و در چرخه اریکسون با دو فرآیند بازتولید در فشار ثابت جایگزین شده‌اند. هر دو چرخه از فرآیند بازتولید بهره می‌برند؛ فرآیندی که در آن، گرما در بخشی از چرخه به یک دستگاه ذخیره‌ساز انرژی حرارتی (به نام بازتولیدکننده یا ری‌جنراتور) منتقل شده و در بخش دیگری از چرخه، دوباره به سیال عامل بازگردانده می‌شود (شکل ۹—۲۶). شکل ۲۷-۹b نمودارهای T-s و P-v چرخه استرلینگ را نشان می‌دهد که

از چهار فرآیند کاملاً برگشت‌پذیر تشکیل شده است:

۱-۲ انبساط هم‌دما (دریافت گرما از منبع خارجی)

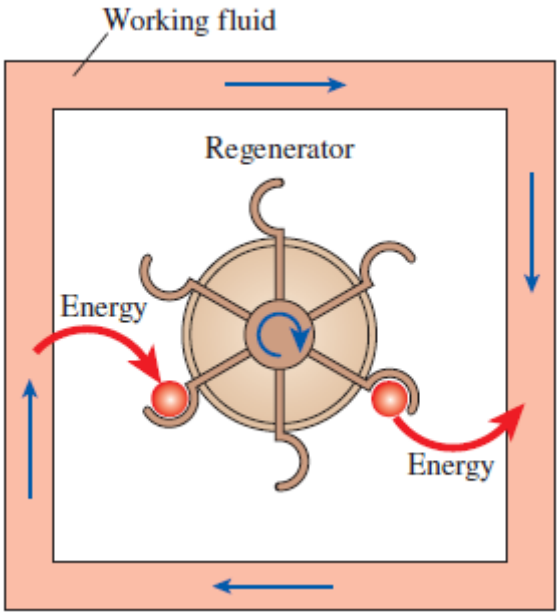
۲-۳ بازیابی گرما در حجم ثابت (انتقال گرمای داخلی از سیال عامل

به بازیاب)

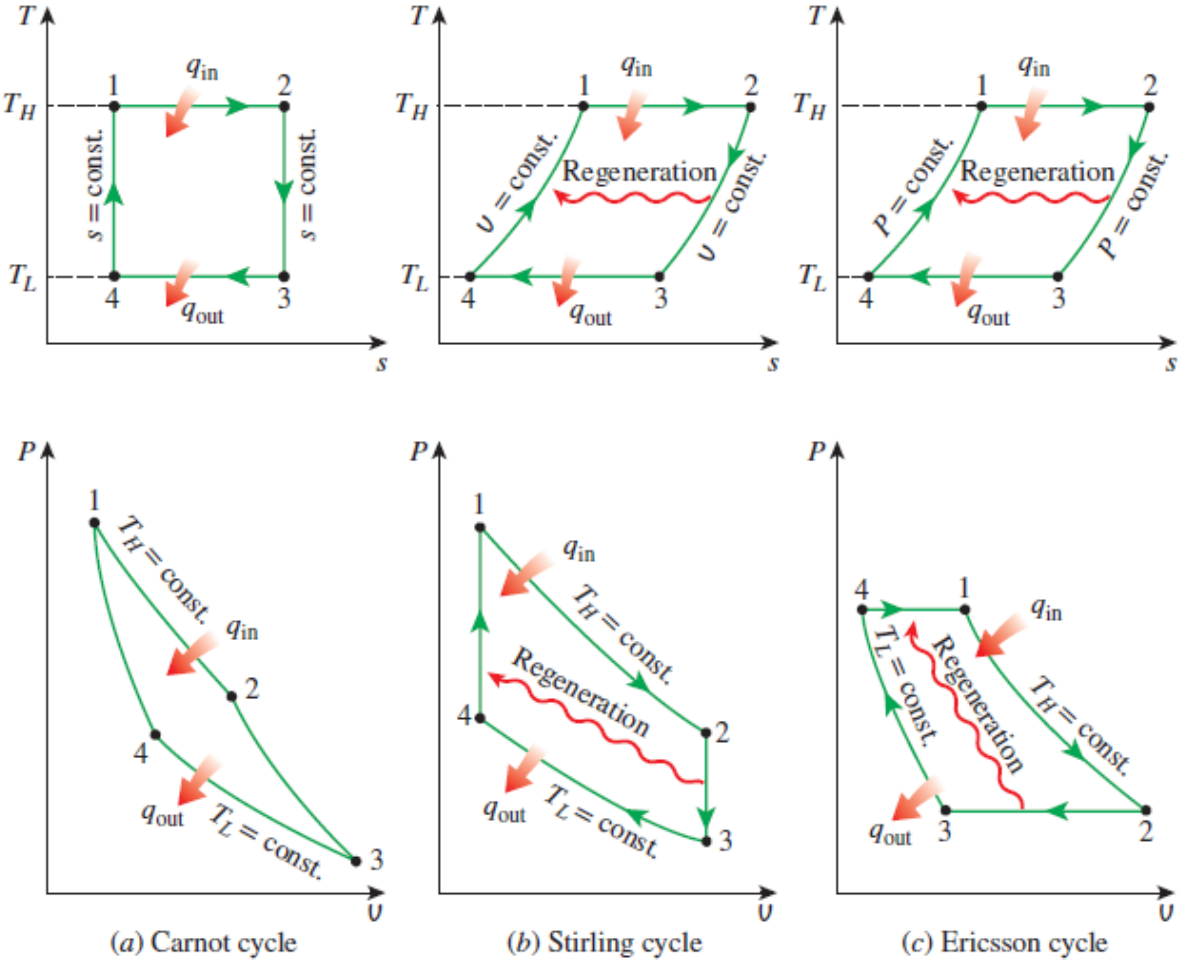
۳-۴ تراکم هم‌دما (دفع گرما به چاهک حرارتی خارجی)

۴-۱ بازیابی گرما در حجم ثابت (انتقال گرمای داخلی از بازیاب

به سیال عامل)

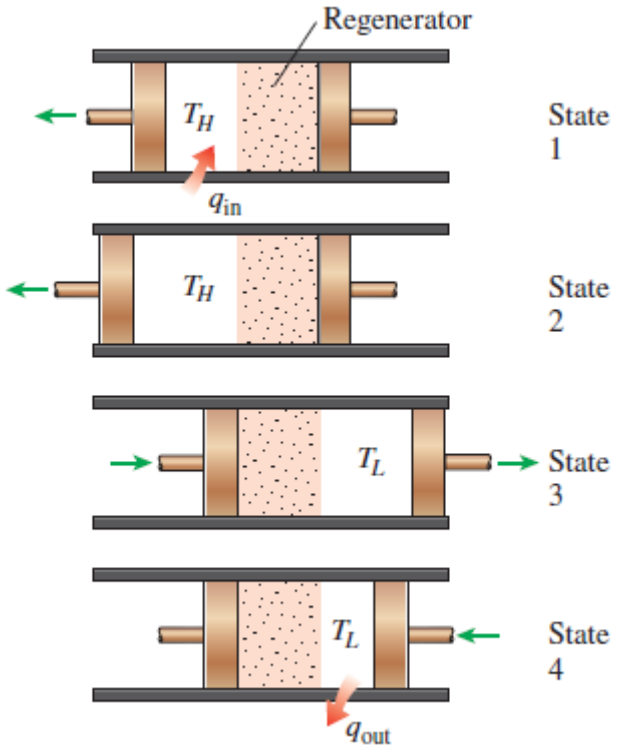


شکل ۹–۲۶ بازیافت‌کننده (ری‌جنراتور) دستگاهی است که در بخشی از چرخه، انرژی را از سیال عامل می‌گیرد و در بخش دیگری آن را (بدون بهره) بازمی‌گرداند.



شکل ۲۷-۹ نمودارهای T-s و P-v چرخه‌های کارنو، استرلینگ و اریکسون.

پیاده‌سازی چرخه استرلینگ نیازمند سخت‌افزاری نسبتاً نوآورانه است. موتورهای استرلینگ واقعی، از جمله نمونه اولیه‌ای که توسط رابرت استرلینگ به ثبت رسید، سنگین و پیچیده هستند. برای پرهیز از درگیر کردن خواننده با پیچیدگی‌های فنی، نحوه عملکرد چرخه استرلینگ در یک سیستم بسته با استفاده از موتور فرضیِ نشان‌داده‌شده در شکل ۲۸-۹ توضیح داده می‌شود.



شکل ۹–۲۸ اجرای چرخه استرلینگ.

این سیستم شامل یک سیلندر با دو پیستون در دو طرف و یک احیاکننده (regenerator) در میان آن‌هاست. احیاکننده می‌تواند یک شبکه سیمی یا سرامیکی و یا هر نوع قطعه متخلخل با ظرفیت حرارتی بالا (حاصل‌ضرب جرم در گرمای ویژه) باشد و برای ذخیره‌سازی موقت انرژی گرمایی به کار می‌رود. جرم سیال کاری موجود در احیاکننده در هر لحظه، ناچیز در نظر گرفته می‌شود.

در ابتدا، تمام سیال کاری (که یک گاز است) در محفظه سمت چپ قرار دارد و دارای دما و فشار بالایی است. در طول فرآیند ۱-۲، گرما از منبعی با دمای TH به گاز منتقل می‌شود. هم‌زمان با انبساط هم‌دمای (ایزوترمال) گاز، پیستون سمت چپ به سمت بیرون حرکت کرده و کار انجام می‌دهد و فشار گاز کاهش می‌یابد. در طول فرآیند ۲-۳، هر دو پیستون با سرعت یکسانی به سمت راست حرکت می‌کنند (تا حجم ثابت بماند) تا تمام گاز به محفظه سمت راست رانده شود. هنگام عبور گاز از میان احیاکننده، گرما به احیاکننده منتقل شده و دمای گاز از TH به TL کاهش می‌یابد. برای اینکه این فرآیند انتقال گرما برگشت‌پذیر باشد، اختلاف دمای بین گاز و احیاکننده در هیچ نقطه‌ای نباید از مقدار دیفرانسیلی dT فراتر رود. بدین ترتیب، هنگامی که سیستم به حالت ۳ می‌رسد، دمای احیاکننده در انتهای سمت چپ برابر با TH و در انتهای سمت راست برابر با TL خواهد بود. در طول فرآیند ۳-۴، پیستون سمت راست به سمت داخل حرکت کرده و گاز را متراکم می‌کند. در این مرحله، گرما از گاز به یک چاهک حرارتی با دمای TL منتقل می‌شود تا دمای گاز در حین افزایش فشار، در مقدار TL ثابت بماند. سرانجام، در طی فرایند ۴-۱، هر دو پیستون با نرخ یکسانی به سمت

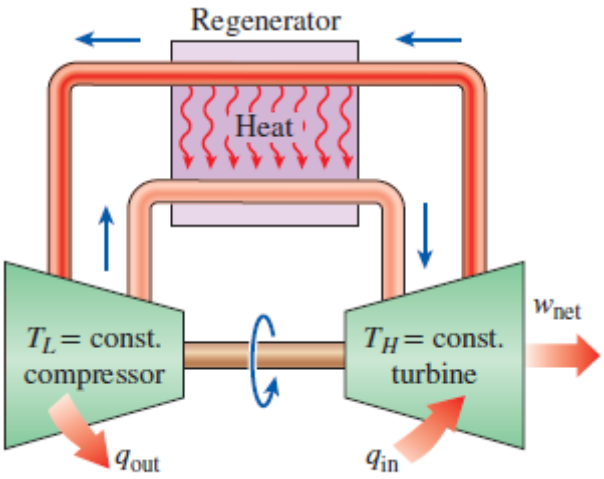
چپ حرکت می‌کنند (تا حجم ثابت بماند) و تمام گاز را به محفظه سمت چپ می‌رانند. دمای گاز هنگام عبور از بازیافت‌کننده (regenerator) و دریافت انرژی گرمایی که در طول فرایند ۲-۳ در آن ذخیره شده بود، از TL به TH افزایش می‌یابد. این مرحله چرخه را کامل می‌کند.

توجه داشته باشید که دومین فرایندِ حجم‌ثابت در حجمی کمتر از فرایند اول رخ می‌دهد و خالص انتقال حرارت به بازیافت‌کننده در طول یک چرخه، صفر است. به عبارت دیگر، مقدار انرژی ذخیره‌شده در بازیافت‌کننده طی فرایند ۲-۳، با مقدار انرژی که گاز در فرایند ۴-۱ دریافت می‌کند، برابر است.

نمودارهای T-s و P-v چرخه اریکسون در شکل ۹-c۲۷ نشان داده شده‌اند.

چرخه اریکسون شباهت زیادی به چرخه استرلینگ دارد، با این تفاوت که دو فرایند حجم‌ثابت با دو فرایند فشارثابت جایگزین شده‌اند.

یک سیستم جریان پایدار که بر اساس چرخه اریکسون کار می‌کند، در شکل ۹-۲۹ نشان داده شده است.



شکل ۹–۲۹: موتور اریکسون با جریان پایدار.

در اینجا، فرایندهای تراکم و انبساط هم‌دما (ایزوترمال) به ترتیب در یک کمپرسور و یک توربین انجام می‌شوند و یک مبدل حرارتی جریان‌مخالف (counterflow) نقش بازیافت‌کننده را ایفا می‌کند. جریان‌های سیال گرم و سرد از دو سر مخالف وارد مبدل حرارتی می‌شوند و انتقال حرارت بین این دو جریان صورت می‌گیرد. در حالت ایده‌آل، اختلاف دمای بین دو جریان سیال در هیچ نقطه‌ای از یک مقدار ناچیز (دیفرانسیلی) فراتر نمی‌رود و جریان سیال سرد، مبدل حرارتی را با دمایی برابر با دمای ورودی جریان گرم ترک می‌کند.

هر دو چرخه استرلینگ و اریکسون، همانند چرخه کارنو، کاملاً برگشت‌پذیر هستند؛ بنابراین طبق اصل کارنو، هر سه چرخه هنگام کار در محدوده‌های دمایی یکسان، باید بازده حرارتی برابری داشته باشند:

$$\eta_{\text{th,Stirling}} = \eta_{\text{th,Ericsson}} = \eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad \textbf{(9–14)}$$

این موضوع برای چرخه کارنو در مثال ۱-۹ اثبات شده است و می‌توان آن را به شیوه‌ای مشابه برای هر دو چرخه استرلینگ و اریکسون نیز اثبات کرد.

مثال ۵-۹: بازده حرارتی چرخه اریکسون

با فرض اینکه سیال عامل یک گاز ایده‌آل باشد، نشان دهید که بازده حرارتی چرخه اریکسون با بازده چرخه کارنو که بین همان حدود دمایی عمل می‌کند، یکسان است.

حل: باید نشان داده شود که بازده‌های حرارتی چرخه‌های کارنو و اریکسون با یکدیگر برابرند.

تحلیل: در طی فرآیند ۱-۲، گرما به صورت هم‌دما از یک منبع خارجی با دمای T_H به سیال عامل منتقل می‌شود و در طی فرآیند ۳-۴، گرما به صورت هم‌دما به یک چاهک خارجی با دمای T_L دفع می‌گردد. برای یک فرآیند هم‌دمای برگشت‌پذیر، انتقال گرما با تغییر آنتروپی به صورت زیر مرتبط است:

$$q = T\Delta s$$

تغییر آنتروپی یک گاز ایده‌آل در طی یک فرآیند ایزوترمال برابر است با:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_e}{T_i}^{\nearrow 0} - R \ln \frac{P_e}{P_i} = -R \ln \frac{P_e}{P_i}$$

ورودی و خروجی گرما را می‌توان به صورت زیر بیان کرد

$$q_{\text{in}} = T_H(s_2 - s_1) = T_H\left(-R \ln \frac{P_2}{P_1}\right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

and

$$q_{\text{out}} = T_L(s_4 - s_3) = -T_L\left(-R \ln \frac{P_4}{P_3}\right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

زیرا P1 = P4 و P3 = P2 است. توجه داشته باشید که این نتیجه مستقل از آن است که چرخه در یک سیستم بسته یا سیستم جریان پایا اجرا شود.

تحقق عملی چرخه‌های استرلینگ و اریکسون دشوار است، زیرا این چرخه‌ها مستلزم انتقال حرارت بر اساس اختلاف دمای کوچک در تمامی اجزا، از جمله احیاکننده (regenerator)، هستند. این امر نیازمند فراهم کردن سطوح انتقال حرارت با مساحت بی‌نهایت بزرگ یا اختصاص زمانی بی‌نهایت طولانی برای انجام فرآیند است که هیچ‌کدام عملی نیستند. در واقعیت، تمام فرآیندهای انتقال حرارت با وجود اختلاف دمای محدود صورت می‌گیرند، بازده احیاکننده صددرصد نیست و افت فشار در آن قابل‌توجه است. به دلیل همین محدودیت‌ها، چرخه‌های استرلینگ و اریکسون مدت‌ها صرفاً مورد توجه نظری بوده‌اند. با این حال، به دلیل پتانسیل این چرخه‌ها برای دستیابی به بازده بالاتر و کنترل بهتر آلاینده‌ها، توجه‌ها دوباره به موتورهای مبتنی بر آن‌ها جلب شده است. شرکت‌های فورد موتور، جنرال موتورز و آزمایشگاه‌های تحقیقاتی فیلیپس در هلند موفق به ساخت موتورهای استرلینگ مناسب برای کامیون‌ها، اتوبوس‌ها و حتی خودروهای سواری شده‌اند. البته پیش از آنکه این موتورها بتوانند با موتورهای بنزینی یا دیزلی رقابت کنند، به تحقیقات و توسعه بیشتری نیاز است.

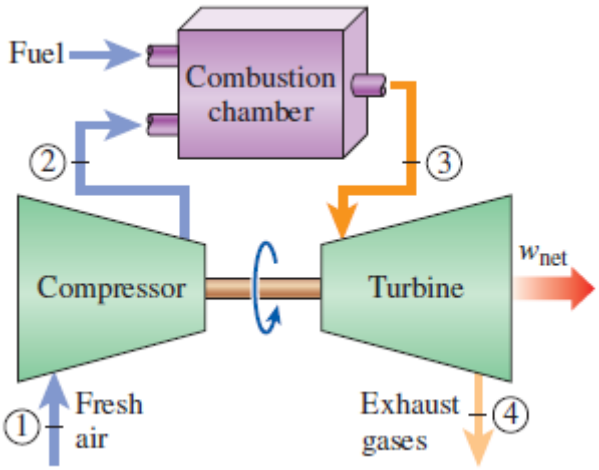
موتورهای استرلینگ و اریکسون هر دو از نوع موتورهای احتراق خارجی هستند؛ بدین معنا که سوخت در این موتورها خارج از سیلندر می‌سوزد، برخلاف موتورهای بنزینی یا دیزلی که در آن‌ها سوخت درون سیلندر احتراق می‌یابد. احتراق خارجی مزایای متعددی دارد. نخست اینکه می‌توان از انواع مختلف سوخت به عنوان منبع انرژی گرمایی استفاده کرد. دوم اینکه زمان بیشتری برای احتراق وجود دارد و در نتیجه فرآیند احتراق کامل‌تر انجام می‌شود که حاصل آن آلودگی هوای کمتر و استخراج انرژی بیشتر از سوخت است. سوم اینکه این موتورها با چرخه‌های بسته کار می‌کنند و بنابراین می‌توان از سیال عاملی با مطلوب‌ترین ویژگی‌ها (مانند پایداری، خنثی بودن از نظر شیمیایی و رسانایی گرمایی بالا) بهره برد. هیدروژن و هلیم دو گازی هستند که معمولاً در این موتورها به کار می‌روند.

با وجود محدودیت‌های فیزیکی و دشواری‌های عملیاتی مرتبط با آن‌ها، چرخه‌های استرلینگ و اریکسون پیام مهمی برای مهندسان طراح دارند: استفاده از سیستم احیا (بازیافت گرما) می‌تواند بازده را افزایش دهد. بی‌دلیل نیست که نیروگاه‌های مدرن توربین‌گازی و بخار به‌طور گسترده از سیستم‌های احیا استفاده می‌کنند. در واقع، چرخه برایتون با خنک‌کاری میانی، گرمایش مجدد و بازیابی — که در نیروگاه‌های بزرگ توربین گاز به کار می‌رود و در ادامه همین فصل به آن پرداخته می‌شود — شباهت زیادی به چرخه اریکسون دارد.

۸-۹ ■ چرخه برایتون: چرخه ایده آل برای موتورهای توربین گاز

چرخه برایتون نخستین بار توسط جورج برایتون برای استفاده در موتور رفت‌وبرگشتیِ سوخت‌مایع (نفت‌سوز) که در حدود سال ۱۸۷۰ ابداع کرده بود، پیشنهاد شد. امروزه، این چرخه در توربین‌های گازی به کار می‌رود؛

یعنی جایی که هر دو فرایند تراکم و انبساط در ماشین‌آلات دوار (چرخان) انجام می‌شوند. توربین‌های گازی معمولاً با چرخه باز کار می‌کنند، همان‌طور که در شکل ۹-۳۰ نشان داده شده است. هوای تازه با شرایط محیطی به درون کمپرسور مکیده می‌شود و در آنجا دما و فشار آن افزایش می‌یابد. هوای پرفشار به محفظه احتراق هدایت می‌شود و در آنجا سوخت در فشار ثابت می‌سوزد. سپس گازهای حاصل با دمای بالا وارد توربین می‌شوند و ضمن تولید توان، تا فشار اتمسفر منبسط می‌گردند. گازهای خروجی از توربین به بیرون تخلیه می‌شوند (و بازچرخانی نمی‌شوند)؛ از این رو، این چرخه در دسته چرخه‌های باز قرار می‌گیرد.



شکل ۹—۳۰ موتور توربین گاز با چرخه باز.

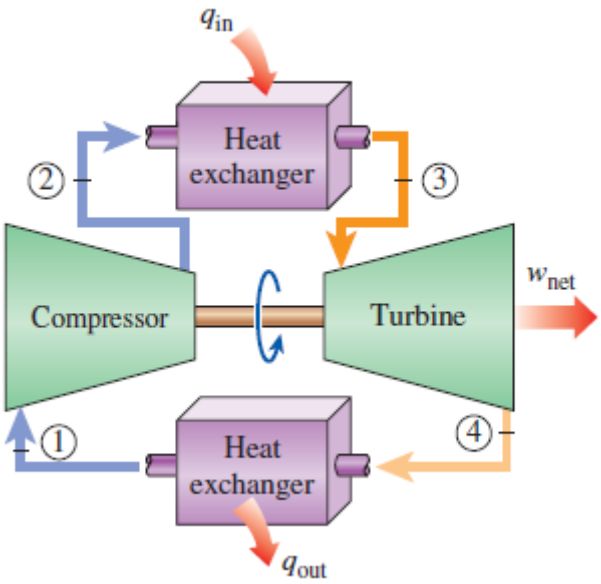
چرخه باز توربین گازی که شرح آن گذشت را می‌توان با استفاده از «فرضیات استاندارد هوا» به صورت یک چرخه بسته مدل‌سازی کرد (مطابق شکل ۹-۳۱). در اینجا، فرایندهای تراکم و انبساط بدون تغییر باقی می‌مانند، اما فرایند احتراق با فرایند افزودن گرما در فشار ثابت (از یک منبع خارجی) و فرایند تخلیه گازها با فرایند دفع گرما در فشار ثابت (به هوای محیط) جایگزین می‌شوند. چرخه ایده‌آلی که سیال عامل در این حلقه بسته طی می‌کند، چرخه برایتون است که از چهار فرایند برگشت‌پذیر داخلی تشکیل شده است:

۱-۲ تراکم آیزنتروپیک (در کمپرسور)

۲-۳ افزودن گرما در فشار ثابت

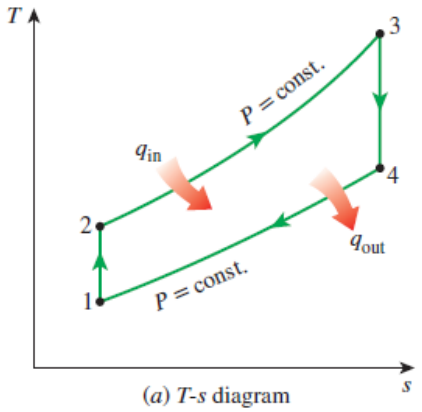
۳-۴ انبساط آیزنتروپیک (در توربین)

۴-۱ دفع گرما در فشار ثابت

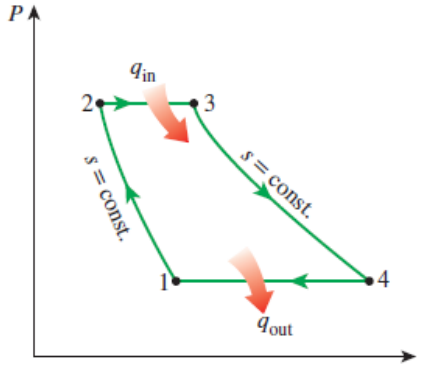


شکل ۹-۳۱ موتور توربین گاز با چرخه بسته.

نمودارهای T-s و P-v مربوط به چرخه ایده‌آل برایتون در شکل ۹-۳۲ نشان داده شده‌اند. توجه داشته باشید که هر چهار فرایند چرخه برایتون در تجهیزات جریان پایا (Steady-flow) انجام می‌شوند؛ بنابراین، باید به عنوان فرایندهای جریان پایا تحلیل گردند. با صرف‌نظر کردن از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، موازنه انرژی برای یک فرایند جریان پایا را می‌توان بر مبنای واحد جرم به صورت زیر بیان کرد:



(a) T-s diagram



(b) P-v diagram

شکل ۹-۳۲: نمودارهای T-s و P-v برای چرخه ایده‌آل برایتون.

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{exit} - h_{inlet} \qquad \textbf{(9–15)}$$

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9–16}a\textbf{)}$$

and

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9–16}b\textbf{)}$$

سپس راندمان حرارتی چرخه ایده‌آل برایتون تحت فرضیات استاندارد هوای سرد به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_1)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ آیزنتروپیک هستند و P2 = P3 و P4 = P1. بنابراین،

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

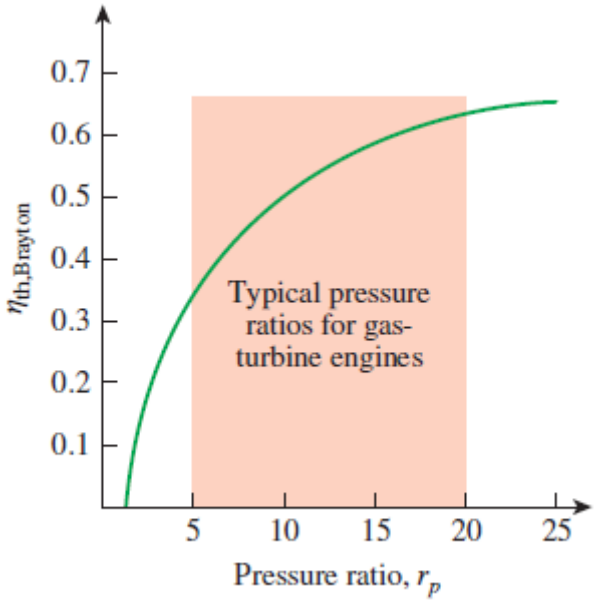
با جایگذاری این معادلات در رابطه راندمان حرارتی و ساده‌سازی آن، خواهیم داشت:

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

where

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \qquad (9\text{–}18)$$

...نسبت فشار است و k نسبت گرمای ویژه می‌باشد. معادله ۹-۱۷ نشان می‌دهد که تحت فرضیات «استاندارد هوای سرد»، بازده حرارتی یک چرخه ایده‌آل برایتون به نسبت فشار توربین گاز و نسبت گرمای ویژه سیال عامل بستگی دارد. بازده حرارتی با افزایش هر یک از این پارامترها افزایش می‌یابد؛ وضعیتی که در مورد توربین‌های گاز واقعی نیز صادق است. نمودار بازده حرارتی بر حسب نسبت فشار در شکل ۹-۳۳ برای مقدار k=1.4 (که مقدار نسبت گرمای ویژه هوا در دمای اتاق است) رسم شده است.



بخش عمده‌ای از ناوگان‌های دریایی جهان برای پیش‌رانش و تولید برق از موتورهای توربین گازی استفاده می‌کنند. توربین‌های گازی LM2500 ساخت شرکت جنرال الکتریک که در کشتی‌ها به کار می‌روند، دارای بازده حرارتی ۳۷ درصد در چرخه ساده هستند. توربین‌های گازی WR-21 جنرال الکتریک که به سیستم‌های خنک‌کاری میانی (اینترکولینگ) و بازیابی حرارت (ریجنریشن) مجهز هستند، بازده حرارتی ۴۳ درصد داشته و توان ۲۱/۶ مگاوات (۲۹۰۴۰ اسب بخار) تولید می‌کنند. فرآیند بازیابی حرارت همچنین دمای گازهای خروجی را از ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد (۱۱۰۰ درجه فارنهایت) به ۳۵۰ درجه سانتی‌گراد (۶۵۰ درجه فارنهایت) کاهش می‌دهد. هوا پیش از ورود به خنک‌کننده میانی، تا فشار ۳ اتمسفر فشرده می‌شود. در مقایسه با

سیستم‌های پیش‌رانش بخار و دیزل، توربین گازی مزایایی همچون توان بیشتر نسبت به ابعاد و وزن مشخص، قابلیت اطمینان بالا، طول عمر زیاد و بهره‌برداری آسان‌تر را ارائه می‌دهد. زمان راه‌اندازی موتور از ۴ ساعت (مورد نیاز برای یک سیستم پیش‌رانش بخار معمولی) به کمتر از ۲ دقیقه برای توربین گازی کاهش یافته است. بسیاری از سیستم‌های مدرن پیش‌رانش دریایی، به دلیل مصرف سوخت بالای موتورهای توربین گازی با چرخه ساده، از ترکیب توربین گازی و موتور دیزل استفاده می‌کنند. در سیستم‌های ترکیبی دیزل و توربین گازی، از موتور دیزل برای تأمین نیروی کارآمد در حالت‌های توان پایین و سرعت کروز (پیمایش عادی) استفاده می‌شود و توربین گازی زمانی به کار گرفته می‌شود که نیاز به سرعت‌های بالا باشد.

در نیروگاه‌های توربین گازی، نسبت کار کمپرسور به کار توربین — که «نسبت کار برگشتی» (back work ratio) نامیده می‌شود — بسیار بالا است (شکل ۹-۳۵). معمولاً بیش از نیمی از کار خروجی توربین صرف به حرکت درآوردن کمپرسور می‌شود. این وضعیت زمانی که بازده‌های آیزنتروپیک کمپرسور و توربین پایین باشند، حتی شدیدتر می‌شود. این شرایط کاملاً در تضاد با نیروگاه‌های بخار است که در آن‌ها نسبت کار برگشتی تنها چند درصد است. البته این موضوع جای تعجب ندارد، زیرا در نیروگاه‌های بخار به جای گاز، یک مایع فشرده می‌شود و کار در جریان پایا (steady-flow work) با حجم مخصوص سیال عامل متناسب است. نیروگاهی با نسبت کار مصرفی (back work ratio) بالا، نیازمند توربین بزرگ‌تری است تا بتواند توان اضافی مورد نیاز کمپرسور را تأمین کند. از این رو، توربین‌های به‌کاررفته در نیروگاه‌های توربین گازی، در مقایسه با توربین‌های نیروگاه‌های بخار با همان میزان توان خروجی خالص، ابعاد بزرگ‌تری دارند.

توسعه توربین‌های گازی

توربین گازی از زمان نخستین ساخت موفقیت‌آمیز خود در دهه ۱۹۳۰، شاهد پیشرفت و رشدی چشمگیر بوده است. توربین‌های گازی اولیه‌ای که در دهه‌های ۱۹۴۰ و حتی ۱۹۵۰ ساخته شدند، به دلیل بازده پایین کمپرسور و توربین و همچنین دمای پایین ورودی توربین (ناشی از محدودیت‌های متالورژیکی آن دوران)، بازدهی در حدود ۱۷ درصد در چرخه ساده داشتند. بنابراین، توربین‌های گازی با وجود قابلیت‌های متنوع و توانایی سوزاندن انواع سوخت‌ها، کاربرد محدودی داشتند. تلاش‌ها برای بهبود بازده چرخه بر سه حوزه متمرکز شد:

1. افزایش دمای ورودی (یا دمای احتراق) توربین: این روش، راهکار اصلی برای بهبود بازده توربین گازی بوده است. دمای ورودی توربین به‌طور پیوسته از حدود ۵۴۰ درجه سانتی‌گراد (۱۰۰۰ درجه فارنهایت) در دهه ۱۹۴۰ به ۱۴۲۵ درجه سانتی‌گراد (۲۶۰۰ درجه فارنهایت) و حتی بالاتر در زمان حاضر افزایش یافته است. این افزایش‌ها به واسطه توسعه مواد جدید و تکنیک‌های نوآورانه خنک‌کاری

برای اجزای حیاتی امکان‌پذیر شد؛ اقداماتی نظیر پوشش‌دهی پره‌های توربین با لایه‌های سرامیکی و خنک‌سازی پره‌ها با استفاده از هوای خروجی کمپرسور. حفظ دمای بالای ورودی توربین با استفاده از روش خنک‌کاری با هوا، نیازمند دمای احتراق بالاتر است تا اثر خنک‌کنندگی هوای مذکور جبران شود. با این حال، دمای احتراق بالاتر موجب افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن (NOx) می‌شود که عامل تشکیل ازن در سطح زمین و پدیده مه-دود (smog) هستند. استفاده از بخار به عنوان سیال خنک‌کننده، امکان افزایش دمای ورودی توربین به میزان ۲۰۰ درجه فارنهایت را بدون نیاز به افزایش دمای احتراق فراهم کرد. همچنین، بخار در مقایسه با هوا، واسطه بسیار مؤثرتری برای انتقال حرارت است.

۲. افزایش بازده اجزای توربوماشین: عملکرد توربین‌های اولیه به شدت تحت تأثیر بازده پایین توربین‌ها و کمپرسورها بود. با این حال، ظهور رایانه‌ها و روش‌های پیشرفته طراحی به کمک رایانه (CAD)، امکان طراحی آیرودینامیک این اجزا با حداقل تلفات را فراهم کرد. افزایش بازده توربین‌ها و کمپرسورها منجر به افزایش قابل‌توجهی در بازده کل چرخه شد.

۳. اعمال اصلاحات در چرخه پایه: بازده چرخه ساده توربین‌های گازی اولیه با به‌کارگیری روش‌های خنک‌کاری میانی، بازیافت حرارت (یا بازیابی) و گرمایش مجدد — که در دو بخش بعدی به آن‌ها پرداخته می‌شود — عملاً دو برابر شد. البته این بهبودها با افزایش هزینه‌های اولیه و عملیاتی همراه است و تنها در صورتی توجیه‌پذیرند که کاهش هزینه‌های سوخت، افزایش سایر هزینه‌ها را جبران کند. قیمت نسبتاً پایین سوخت، تمایل عمومی در صنعت به حداقل رساندن هزینه‌های نصب، و افزایش چشمگیر بازده چرخه ساده به حدود ۴۰ درصد، انگیزه چندانی برای اعمال این اصلاحات باقی نگذاشت.

نخستین توربین گازی برای یک شرکت برق در سال ۱۹۴۹ در اوکلاهما و به عنوان بخشی از یک نیروگاه سیکل ترکیبی نصب شد. این توربین توسط شرکت جنرال الکتریک ساخته شد و ۳.۵ مگاوات برق تولید می‌کرد. توربین‌های گازی که تا اواسط دهه ۱۹۷۰ نصب می‌شدند، از بازده پایین و قابلیت اطمینان نامطلوب رنج می‌بردند. در گذشته، تولید برق بار پایه (Base-load) عمدتاً در اختیار نیروگاه‌های بزرگ زغال‌سنگ‌سوز و هسته‌ای بود. با این حال، به دلیل بازده بالاتر، هزینه‌های سرمایه‌ای کمتر، زمان نصب کوتاه‌تر، ویژگی‌های زیست‌محیطی بهتر (انتشار آلاینده کمتر) و فراوانی منابع گاز طبیعی، شاهد تغییری تاریخی به سمت استفاده از توربین‌های گازیِ سوزاننده گاز طبیعی بوده‌ایم؛ به‌طوری‌که شرکت‌های برق به‌طور فزاینده‌ای از توربین‌های گازی هم برای تولید برق بار پایه و هم برای تأمین برق در ساعات اوج مصرف (Peaking) استفاده می‌کنند. هزینه‌های ساخت نیروگاه‌های توربین گازی تقریباً نصف هزینه‌های نیروگاه‌های بخار سوخت فسیلیِ متعارفِ مشابه است؛ نیروگاه‌هایی که تا اوایل دهه ۱۹۸۰، تأمین‌کنندگان

اصلی برق بار پایه محسوب می‌شدند. پیش‌بینی می‌شود که بیش از نیمی از نیروگاه‌هایی که در آینده‌ای نزدیک احداث خواهند شد، از نوع توربین گازی یا توربین ترکیبی گاز-بخار باشند.

یک توربین گازی ساخت شرکت جنرال الکتریک که در اوایل دهه ۱۹۹۰ تولید شد، دارای نسبت فشار ۱۳/۵ بود و در حالت کارکرد سیکل ساده، ۱۳۵/۷ مگاوات توان خالص با بازده حرارتی ۳۳ درصد تولید می‌کرد. توربین گازی جدیدتری از همین شرکت با دمای ورودی توربین ۱۴۲۵ درجه سانتی‌گراد (۲۶۰۰ درجه فارنهایت) کار می‌کند و در حالت سیکل ساده، ضمن دستیابی به بازده حرارتی ۳۹/۵ درصد، تا ۲۸۲ مگاوات توان تولید می‌نماید. یک توربین گازی کوچک‌مقیاس ۱/۳ تنی با نام OP-16 که توسط شرکت هلندی «Opra Optimal Radial Turbine» ساخته شده است، می‌تواند با سوخت گازی یا مایع کار کند و جایگزین یک موتور دیزلی ۱۶ تنی شود. این توربین دارای نسبت فشار ۶/۵ است و تا ۲ مگاوات توان تولید می‌کند. بازده آن در حالت کارکرد سیکل ساده ۲۶ درصد است که در صورت تجهیز به بازیاب حرارتی (رژنراتور) به ۳۷ درصد افزایش می‌یابد. جدیدترین نیروگاه‌های توربین گازی سیکل ساده دارای بازده حرارتی تا ۴۴ درصد هستند و هر واحد آن‌ها بیش از ۵۰۰ مگاوات توان خالص تولید می‌کند.

مثال ۹-۶: چرخه ایده‌آل و ساده برایتون

یک نیروگاه توربین گازی که بر اساس چرخه ایده‌آل برایتون کار می‌کند، دارای نسبت فشار ۸ است. دمای گاز در ورودی کمپرسور ۳۰۰ کلوین و در ورودی توربین ۱۳۰۰ کلوین می‌باشد. با استفاده از فرض‌های «استاندارد هوا» (air-standard assumptions)، موارد زیر را تعیین کنید: (الف) دمای گاز در خروجی کمپرسور و توربین، (ب) نسبت کار برگشتی (back work ratio)، و (ج) بازده حرارتی.

حل: نیروگاهی در نظر گرفته می‌شود که با چرخه ایده‌آل برایتون کار می‌کند. هدف، تعیین دمای خروجی کمپرسور و توربین، نسبت کار برگشتی و بازده حرارتی است.

فرض‌ها: ۱. شرایط کاری پایدار (ماندگار) برقرار است. ۲. فرض‌های استاندارد هوا قابل اعمال هستند. ۳. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند. ۴. تغییرات ظرفیت‌های گرمایی ویژه با دما باید در نظر گرفته شود.

تحلیل: نمودار T-s مربوط به چرخه ایده‌آل برایتونِ توصیف‌شده، در شکل ۹-۳۶ نشان داده شده است. باید توجه داشت که اجزای تشکیل‌دهنده چرخه برایتون، تجهیزاتی با جریان پایدار هستند.

(الف) دمای هوا در خروجی کمپرسور و توربین با استفاده از روابط آیزنتروپیک تعیین می‌شود:

فرآیند ۱-۲ (تراکم آیزنتروپیک یک گاز ایده‌آل):

$$T_1 = 300\ \text{K} \rightarrow h_1 = 300.19\ \text{kJ/kg}$$
$$P_{r1} = 1.386$$
$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.386) = 11.09 \rightarrow T_2 = \mathbf{540\ K} \qquad \text{(at compressor exit)}$$
$$h_2 = 544.35\ \text{kJ/kg}$$

فرآیند ۳-۴ (انبساط آیزنتروپیک یک گاز ایده‌آل):

$$T_3 = 1300\ \text{K} \rightarrow h_3 = 1395.97\ \text{kJ/kg}$$
$$P_{r3} = 330.9$$
$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \rightarrow T_4 = \mathbf{770\ K} \qquad \text{(at turbine exit)}$$
$$h_4 = 789.37\ \text{kJ/kg}$$

(ب) برای یافتن نسبت کار برگشتی، باید کار ورودی به کمپرسور و کار خروجی از توربین را تعیین کنیم:

$$w_{\text{comp,in}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60\ \text{kJ/kg}$$

بنابراین

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,in}}}{w_{\text{turb,out}}} = \frac{244.16\ \text{kJ/kg}}{606.60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.403}$$

به عبارت دیگر، ۴۰/۳ درصد از کار خروجی توربین صرفاً برای به حرکت درآوردن کمپرسور مصرف می‌شود. (ج) بازده حرارتی چرخه، نسبت توان خروجی خالص به کل گرمای ورودی است:

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{net}} = w_{\text{out}} - w_{\text{in}} = 606.60 - 244.16 = 362.4\ \text{kJ/kg}$$

بنابراین

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{362.4\ \text{kJ/kg}}{851.62\ \text{kJ/kg}} = 0.426 \quad \text{or} \quad \mathbf{42.6\%}$$

راندمان حرارتی را نیز می‌توان از طریق ... تعیین کرد.

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}}$$

where

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

بحث تحت فرضیات استاندارد هوای سرد (مقادیر گرمای ویژه ثابت در دمای اتاق)، راندمان حرارتی از معادلات ۹ تا ۱۷ به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448 \quad \text{or} \quad 44.8\%$$

که به مقدارِ حاصل از در نظر گرفتن تغییراتِ ظرفیت‌های گرمایی با دما، به اندازه کافی نزدیک است.

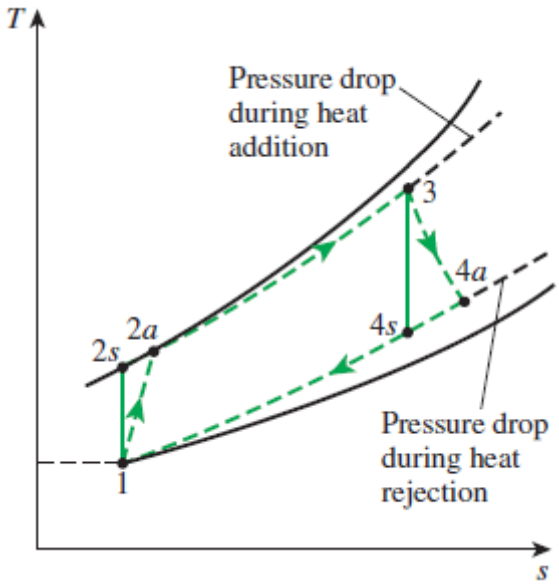
انحراف چرخه‌های واقعی توربین گاز از چرخه‌های ایده‌آل

چرخه واقعی توربین گاز از چندین جهت با چرخه ایده‌آل برایتون متفاوت است. اولاً، مقداری افت فشار در طول فرآیندهای افزایش و دفع گرما اجتناب‌ناپذیر است. مهم‌تر از آن، کار ورودی واقعی به کمپرسور بیشتر و کار خروجی واقعی از توربین کمتر است (به دلیل برگشت‌ناپذیری‌ها). انحراف رفتار واقعی کمپرسور و توربین از رفتار ایده‌آل آیزنتروپیک را می‌توان با استفاده از راندمان آیزنتروپیک توربین و کمپرسور به صورت زیر به طور دقیق محاسبه کرد.

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad \textbf{(9–19)}$$

and

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \qquad \textbf{(9–20)}$$



شکل ۹-۳۷ انحراف چرخه واقعی توربین گاز از چرخه ایده‌آل برایتون در اثر برگشت‌ناپذیری‌ها.

که در آن، حالت‌های a۲ و a۴ به ترتیب حالت‌های واقعی خروجی کمپرسور و توربین هستند و حالت‌های s۲ و s۴، مطابق شکل ۹-۳۷، حالت‌های متناظر برای حالت آیزنتروپیک می‌باشند. تأثیر بازده توربین و کمپرسور بر بازده حرارتی موتورهای توربین گاز در مثال ۹-۷ نشان داده شده است.

مثال ۹-۷: یک چرخه واقعی توربین گاز

با فرض بازده ۸۰ درصد برای کمپرسور و بازده ۸۵ درصد برای توربین، موارد زیر را برای چرخه توربین گازِ مطرح‌شده در مثال ۹-۶ تعیین کنید: (الف) نسبت کار برگشتی، (ب) بازده حرارتی، و (ج) دمای خروجی توربین.

با شرایط ورودی ۳۰۰ کلوین برای کمپرسور و ۱۳۰۰ کلوین برای ورودی توربین

حل: چرخه برایتونِ بررسی‌شده در مثال ۹-۶ مجدداً مورد توجه قرار می‌گیرد. برای مقادیر مشخص‌شده بازده توربین و کمپرسور، نسبت کار برگشتی، بازده حرارتی و دمای خروجی توربین تعیین می‌شوند.

تحلیل (الف) نمودار T-s این چرخه در شکل ۹-۳۸ نشان داده شده است. کار واقعی کمپرسور و توربین با استفاده از تعاریف بازده کمپرسور و توربین (معادلات ۹-۱۹ و ۹-۲۰) تعیین می‌شوند:

$$\textit{Compressor}: \quad w_{\text{comp,in}} = \frac{w_s}{\eta_C} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{0.80} = 305.20 \text{ kJ/kg}$$

$$\textit{Turbine}: \quad w_{\text{turb,out}} = \eta_T w_s = (0.85)(606.60 \text{ kJ/kg}) = 515.61 \text{ kJ/kg}$$

Thus,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,in}}}{w_{\text{turb,out}}} = \frac{305.20 \text{ kJ/kg}}{515.61 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.592}$$

یعنی، کمپرسور اکنون ۵۹.۲ درصد از کار تولید شده توسط توربین را مصرف می‌کند (که نسبت به ۴۰.۳ درصد افزایش یافته است). این افزایش به دلیل برگشت‌ناپذیری‌هایی است که در کمپرسور و توربین رخ می‌دهد. (ب) در این حالت، هوا با دما و آنتالپی بالاتری از کمپرسور خارج می‌شود که

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,in}} = h_{2a} - h_1 \rightarrow h_{2a} &= h_1 + w_{\text{comp,in}} \\ &= 300.19 + 305.20 \\ &= 605.39 \text{ kJ/kg} \qquad (\text{and } T_{2a} = 598 \text{ K}) \end{aligned}$$

Thus,

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_{2a} = 1395.97 - 605.39 = 790.58 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{\text{net}} = w_{\text{out}} - w_{\text{in}} = 515.61 - 305.20 = 210.41 \text{ kJ/kg}$$

and

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{790.58 \text{ kJ/kg}} = 0.266 \quad \text{or} \quad \mathbf{26.6\%}$$

به عبارت دیگر، برگشت‌ناپذیری‌های رخداده در داخل توربین و کمپرسور باعث شد که بازده حرارتی چرخه توربین گاز از ۴۲/۶ درصد به ۲۶/۶ درصد کاهش یابد. این مثال نشان می‌دهد که عملکرد نیروگاه توربین گاز تا چه حد به بازده کمپرسور و توربین حساس است. در واقع، بازده توربین‌های گاز تا زمانی که بهبودهای قابل‌توجهی در طراحی توربین‌ها و کمپرسورهای گاز صورت نگرفت، به مقادیر رقابت‌پذیر نرسید.

(ج) دمای هوا در خروجی توربین از طریق موازنه انرژی برای توربین تعیین می‌شود:

$$\begin{aligned} w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_{4a} \rightarrow h_{4a} &= h_3 - w_{\text{turb,out}} \\ &= 1395.97 - 515.61 \\ &= 880.36 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

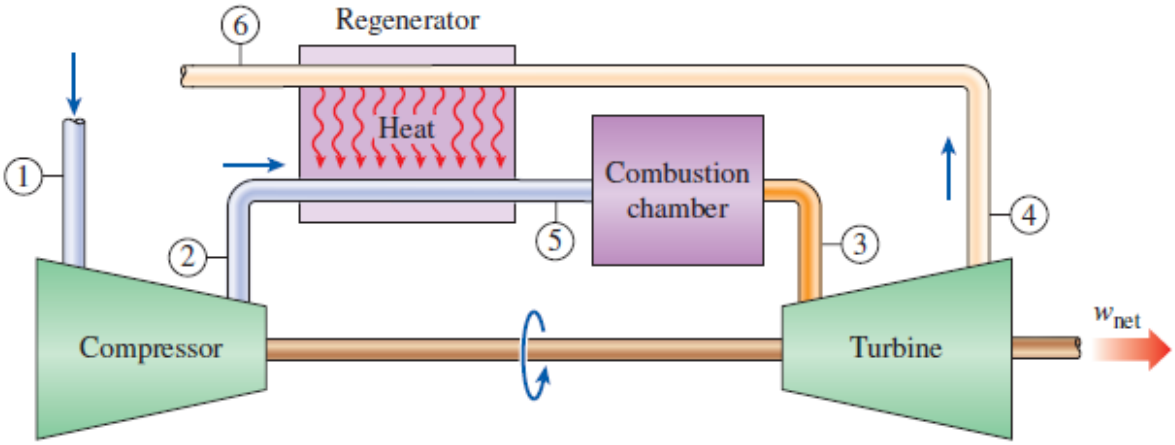
سپس، از جدول A-17،

$$T_{4a} = 853\ \text{K}$$

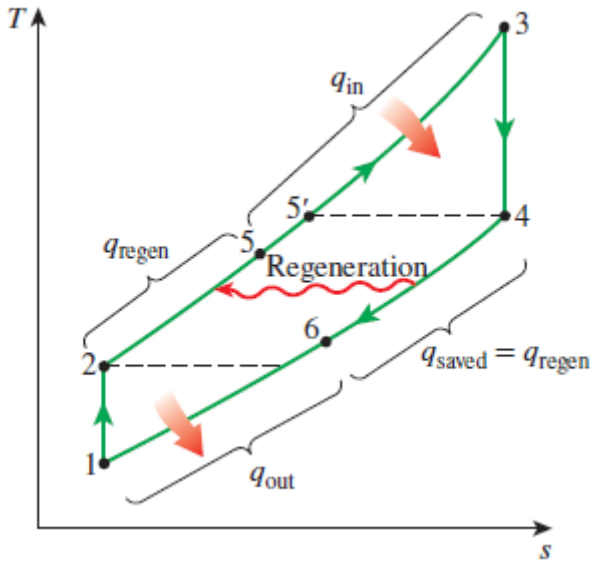
بحث: دمای خروجی توربین به‌مراتب بالاتر از دمای خروجی کمپرسور (T2a = 598 K) است؛ این امر استفاده از سیستم بازیافت حرارت (ریجنریشن) را برای کاهش هزینه سوخت پیشنهاد می‌کند.

۹-۹ ■ چرخه برایتون با بازتولید گرما (Regeneration)

در موتورهای توربین گاز، دمای گازهای خروجی از توربین اغلب به‌مراتب بالاتر از دمای هوای خروجی از کمپرسور است. بنابراین، می‌توان هوای پرفشار خروجی از کمپرسور را با انتقال گرما از گازهای داغ خروجی (در یک مبدل حرارتی جریان‌مخالف که «بازتولیدکننده» یا «رکوپراتور» نامیده می‌شود) گرم کرد. طرحواره‌ای از موتور توربین گاز مجهز به بازتولیدکننده و نمودار T-s چرخه جدید، به‌ترتیب در شکل‌های ۹-۳۹ و ۹-۴۰ نشان داده شده‌اند.



شکل ۹-۳۹ موتور توربین گاز دارای بازیافت‌کننده (ری‌ژنراتور).



شکل ۹-۴۰ نمودار T-s چرخه برایتون با بازیافت گرما.

بازده حرارتی چرخه برایتون در اثر بازتولید گرما افزایش می‌یابد، زیرا بخشی از انرژی گازهای خروجی که معمولاً به محیط دفع می‌شود، اکنون برای پیش‌گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرد. این امر به نوبه خود، نیاز به گرمای ورودی (و در نتیجه سوخت) را برای تولید همان مقدار کار خالص کاهش می‌دهد. با این حال، توجه داشته باشید که استفاده از بازتولیدکننده تنها زمانی توصیه می‌شود که دمای خروجی توربین بالاتر از دمای خروجی کمپرسور باشد؛ در غیر این صورت، گرما در جهت معکوس (به سمت گازهای خروجی) جریان می‌یابد و بازده کاهش می‌یابد. چنین وضعیتی در موتورهای توربین گازی که با نسبت‌های فشار بسیار بالا کار می‌کنند، مشاهده می‌شود.

بالاترین دمای موجود در بازتولیدکننده، دمای T4 است؛ یعنی دمای گازهای خروجی از توربین که وارد بازتولیدکننده می‌شوند. تحت هیچ شرایطی نمی‌توان هوا را در بازتولیدکننده تا دمایی بالاتر از این مقدار پیش‌گرم کرد. هوا معمولاً با دمایی پایین‌تر (T5) از بازتولیدکننده خارج می‌شود. در حالت حدی (ایده‌آل)، هوا با دمای ورودی گازهای خروجی (T4) از بازتولیدکننده خارج می‌گردد. با فرض عایق‌بندی مناسب بازتولیدکننده و ناچیز بودن تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، مقادیر واقعی و حداکثری انتقال گرما از گازهای خروجی به هوا را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$q_{regen,act} = h_5 - h_2 \qquad (9\text{–}21)$$

and

$$q_{regen,max} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \qquad (9\text{–}22)$$

میزان نزدیکی یک بازسازنده به یک بازساز ایده‌آل، اثربخشی ε نامیده می‌شود و به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,act}}}{q_{\text{regen,max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \qquad \textbf{(9–23)}$$

وقتی از فرضیات استاندارد هوای سرد استفاده شود، به صورت زیر کاهش می‌یابد:

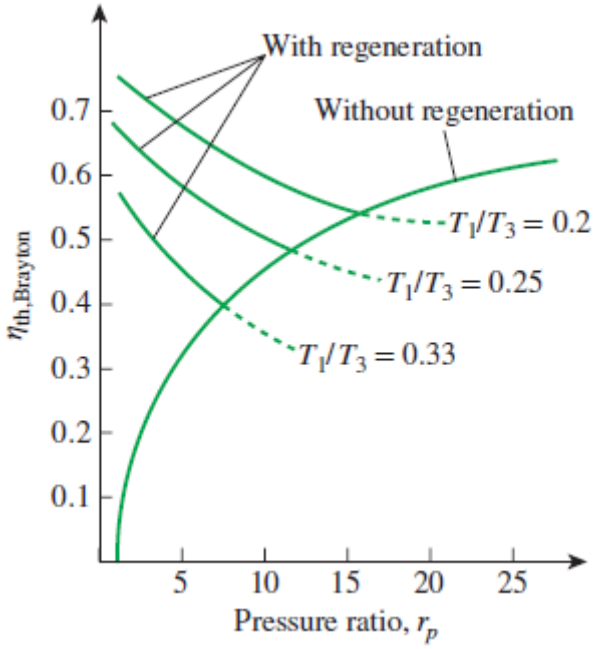
$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \qquad \textbf{(9–24)}$$

بدیهی است که یک بازیافت‌کننده (ری‌جنراتور) با بازدهی بالاتر، موجب صرفه‌جویی بیشتری در سوخت می‌شود؛ زیرا هوا را پیش از احتراق تا دمای بالاتری گرم می‌کند. با این حال، دستیابی به بازدهی بالاتر مستلزم استفاده از بازیافت‌کننده‌ای بزرگ‌تر است که قیمت بیشتری دارد و باعث افت فشار بیشتری می‌شود. بنابراین، استفاده از بازیافت‌کننده‌ای با بازدهی بسیار بالا از نظر اقتصادی توجیه‌پذیر نیست، مگر آنکه میزان صرفه‌جویی در هزینه‌های سوخت از هزینه‌های اضافی مربوطه بیشتر باشد. بازدهی اکثر بازیافت‌کننده‌هایی که در عمل مورد استفاده قرار می‌گیرند، کمتر از ۰/۸۵ است.

بر اساس فرض‌های «استاندارد هوای سرد»، بازده حرارتی یک چرخه ایده‌آل برایتون همراه با بازیافت گرما، برابر است با...

$$\eta_{\text{th,regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k} \qquad \textbf{(9–25)}$$

بنابراین، بازده حرارتی یک چرخه ایده‌آل برایتون همراه با بازیافت گرما (احیا)، به نسبت دمای حداقل به حداکثر و همچنین نسبت فشار بستگی دارد. در شکل ۹-۴۱، بازده حرارتی برای نسبت‌های فشار و نسبت‌های دمای حداقل به حداکثرِ مختلف رسم شده است. این شکل نشان می‌دهد که بازیافت گرما در نسبت‌های فشار پایین و نسبت‌های دمای حداقل به حداکثرِ پایین، بیشترین کارایی را دارد.



شکل ۹-۴۱ بازده حرارتی چرخه ایده‌آل برایتون با و بدون بازیافت گرما.

مثال ۸-۹: چرخه واقعی توربین گاز همراه با بازیافت گرما (احیا)

بازده حرارتی توربین گازِ توصیف‌شده در مثال ۷-۹ را در صورتی تعیین کنید که یک احیاکننده (بازیافت‌کننده) با بازده عملکرد (اثربخشی) ۸۰ درصد در آن نصب شود.

حل: توربین گازِ مورد بحث در مثال ۷-۹، به یک احیاکننده مجهز شده است. هدف، تعیین بازده حرارتی برای مقدار مشخصی از بازده عملکرد است.

تحلیل: نمودار T-s این چرخه در شکل ۹-۴۲ نشان داده شده است. ابتدا با استفاده از تعریف بازده عملکرد، آنتالپی هوا را در خروجی احیاکننده تعیین می‌کنیم:

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$

$$0.80 = \frac{(h_5 - 605.39)\ \text{kJ/kg}}{(880.36 - 605.39)\ \text{kJ/kg}} \rightarrow h_5 = 825.37\ \text{kJ/kg}$$

Thus,

$$q_{in} = h_3 - h_5 = (1395.97 - 825.37)\ \text{kJ/kg} = 570.60\ \text{kJ/kg}$$

این نشان دهنده صرفه جویی ۲۲۰.۰ کیلوژول بر کیلوگرم از الزامات ورودی گرما است. افزودن یک بازیاب (با فرض بدون اصطکاک بودن) بر خروجی کار خالص تأثیری ندارد. بنابراین،

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{570.60 \text{ kJ/kg}} = 0.369 \quad \text{or} \quad \mathbf{36.9\%}$$

بحث: شایان ذکر است که بازده حرارتی توربین گاز، در نتیجه‌ی نصب یک بازیاب (رژنراتور) که به بازیافت بخشی از انرژی حرارتی گازهای خروجی کمک می‌کند، از ۲۶/۶ به ۳۶/۹ درصد افزایش یافته است.

چرخه‌های توان بخار و ترکیبی

در فصل ۹، چرخه‌های توان گازی را بررسی کردیم که در آن‌ها سیال عامل در تمام مراحل چرخه به صورت گاز باقی می‌ماند. در این فصل، به بررسی چرخه‌های توان بخار می‌پردازیم که در آن‌ها سیال عامل به‌طور متناوب تبخیر و سپس تقطیر می‌شود. همچنین موضوع تولید همزمان توان و گرمای فرآیندی (که تولید همزمان یا «کوژنریشن» نامیده می‌شود) را مورد بررسی قرار می‌دهیم.

تلاش مستمر برای دستیابی به بازده‌های حرارتی بالاتر، منجر به ایجاد اصلاحات نوآورانه‌ای در چرخه پایه توان بخار شده است. در این میان، چرخه‌های بازگرمایش و بازیابی (احیاکننده) و همچنین چرخه‌های توان ترکیبی گاز-بخار را بررسی خواهیم کرد.

بخار آب به دلیل ویژگی‌های مطلوب فراوان—مانند هزینه پایین، در دسترس بودن و آنتالپی تبخیر بالا—رایج‌ترین سیال عامل در چرخه‌های توان بخار است. از این رو، بخش عمده‌ای از این فصل به بحث درباره نیروگاه‌های بخار اختصاص دارد. نیروگاه‌های بخار بسته به نوع سوخت مورد استفاده برای تأمین گرمای بخار، معمولاً با نام‌های نیروگاه زغال‌سنگ‌سوز، هسته‌ای یا گاز طبیعی شناخته می‌شوند؛ با این حال، بخار در تمامی آن‌ها یک چرخه پایه یکسان را طی می‌کند. بنابراین، تحلیل عملکرد همه آن‌ها به روشی مشابه امکان‌پذیر است.

اهداف

اهداف فصل ۱۰ عبارتند از:

- تحلیل چرخه‌های توان بخار که در آن‌ها سیال عامل به‌طور متناوب تبخیر و میعان می‌شود.
- بررسی روش‌های اصلاح چرخه پایه توان بخار رانکین به‌منظور افزایش بازده حرارتی چرخه.
- تحلیل چرخه‌های توان بخار با بازگرمایش و بازیابی حرارت (احیا).
- انجام تحلیل قانون دوم ترمودینامیک برای چرخه‌های توان بخار.
- تحلیل تولید توان همراه با تأمین گرمای فرآیند، موسوم به تولید همزمان (کوژنراسیون).

■ تحلیل چرخه‌های توان متشکل از دو چرخه مجزا، موسوم به چرخه‌های ترکیبی.

۱-۱۰ ■ چرخه بخار کارنو

بارها اشاره کرده‌ایم که چرخه کارنو کارآمدترین چرخه‌ای است که بین دو حد دمایی مشخص عمل می‌کند. بنابراین طبیعی است که ابتدا چرخه کارنو را به عنوان یک چرخه ایده‌آلِ احتمالی برای نیروگاه‌های بخار بررسی کنیم. اگر امکانش وجود داشت، قطعاً آن را به عنوان چرخه ایده‌آل برمی‌گزیدیم. با این حال، همان‌طور که توضیح داده خواهد شد، چرخه کارنو مدل مناسبی برای چرخه‌های توان نیست.

در طول این مباحث، فرض می‌کنیم که سیال عامل، بخار آب است؛ زیرا بخار آب سیال عاملی است که عمدتاً در چرخه‌های توان بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد.

یک چرخه کارنو با جریان پایا را در نظر بگیرید که درون ناحیه دوفازی (گنبد اشباع) یک ماده خالص انجام می‌شود (مطابق شکل ۱-۱۰ الف). سیال در یک بویلر به صورت برگشت‌پذیر و هم‌دما گرم می‌شود (فرآیند ۱-۲)، در یک توربین به صورت آیزنتروپیک منبسط می‌شود (فرآیند ۲-۳)، در یک کندانسور به صورت برگشت‌پذیر و هم‌دما تقطیر می‌شود (فرآیند ۳-۴) و توسط یک کمپرسور به صورت آیزنتروپیک تا حالت اولیه فشرده می‌شود (فرآیند ۴-۱).

چندین مورد غیرعملی در رابطه با این چرخه وجود دارد:

۱. دستیابی به انتقال حرارت هم‌دما در یک سیستم دوفازی در عمل دشوار نیست، زیرا حفظ فشار ثابت در دستگاه، دما را به‌طور خودکار روی مقدار دمای اشباع تثبیت می‌کند. بنابراین، در بویلرها و کندانسورهای واقعی می‌توان به شرایط فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ بسیار نزدیک شد.

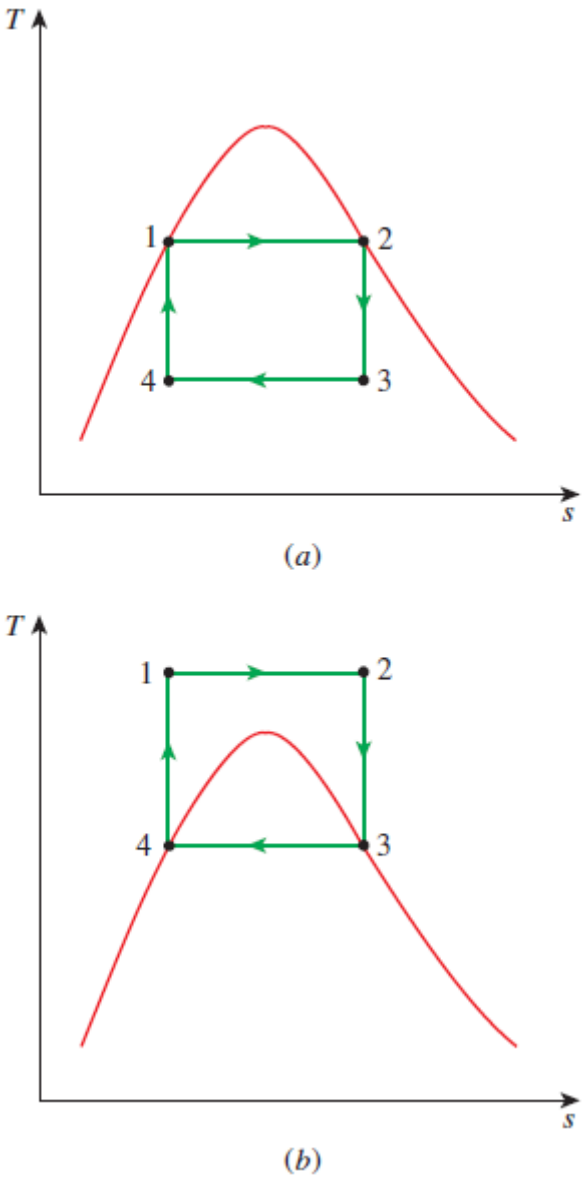
با این حال، محدود کردن فرآیندهای انتقال حرارت به سیستم‌های دوفازی، حداکثر دمای قابل استفاده در چرخه را به شدت محدود می‌کند (دما باید کمتر از مقدار نقطه بحرانی باقی بماند که برای آب ۳۷۴ درجه سانتی‌گراد است). محدود کردن حداکثر دمای چرخه، بازده حرارتی را نیز محدود می‌سازد. هرگونه تلاش برای افزایش حداکثر دمای چرخه مستلزم انتقال حرارت به سیال عامل در حالت تک‌فازی است که انجام هم‌دمای آن آسان نیست.

۲. فرآیند انبساط آیزنتروپیک (فرآیند ۲-۳) را می‌توان با استفاده از یک توربین با طراحی مناسب، با دقت خوبی تقریب زد. با این حال، همان‌طور که در نمودار T-s در شکل ۱۰-۱a نشان داده شده است، کیفیت بخار در طول این فرآیند کاهش می‌یابد. بنابراین، توربین باید با بخاری با کیفیت پایین، یعنی بخاری با رطوبت بالا، کار کند. برخورد قطرات مایع با پره‌های توربین موجب فرسایش شده و عامل اصلی استهلاک

است. از این رو، استفاده از بخار با کیفیت کمتر از حدود ۹۰ درصد در عملکرد نیروگاه‌ها قابل قبول نیست. این مشکل را می‌توان با استفاده از سیال عاملی که دارای خط بخار اشباع با شیب بسیار تند است، برطرف کرد.

۳. فرآیند تراکم آیزنتروپیک (فرآیند ۱-۴) شامل متراکم کردن مخلوط مایع-بخار تا رسیدن به حالت مایع اشباع است. دو دشواری در ارتباط با این فرآیند وجود دارد: نخست اینکه کنترل دقیق فرآیند میعان به گونه‌ای که در حالت ۴ به کیفیت مطلوب دست یابیم، آسان نیست؛ دوم اینکه طراحی کمپرسوری که بتواند با جریان دوفازی (مایع و بخار) کار کند، عملی نیست.

برخی از این مشکلات را می‌توان با اجرای چرخه کارنو به شیوه‌ای متفاوت، همان‌طور که در شکل ۱۰-b۱ نشان داده شده است، برطرف کرد. با این حال، این چرخه مشکلات دیگری را به همراه دارد؛ از جمله تراکم آیزنتروپیک تا فشارهای بسیار بالا و انتقال حرارت هم‌دما (ایزوترمال) در فشارهای متغیر. بنابراین نتیجه می‌گیریم که چرخه کارنو در تجهیزات واقعی قابل تقریب‌سازی نیست و مدل واقع‌بینانه‌ای برای چرخه‌های توان بخار محسوب نمی‌شود.



شکل ۱۰-۱ نمودار T-s از دو چرخه بخار کارنو.

۱۰-۲ ■ چرخه رانکین: چرخه ایده‌آل

برای چرخه‌های توان بخار

بسیاری از جنبه‌های غیرعملیِ مرتبط با چرخه کارنو را می‌توان با «فوق‌گرم کردن» (superheating) بخار در بویلر و تقطیر کامل آن در کندانسور برطرف کرد؛ همان‌طور که به‌صورت شماتیک در نمودار T-s در شکل ۱۰-۲ نشان داده شده است. چرخه حاصل، «چرخه رانکین» نام دارد که چرخه ایده‌آل برای نیروگاه‌های بخار محسوب می‌شود. چرخه ایده‌آل رانکین فاقد هرگونه برگشت‌ناپذیری داخلی است و شامل چهار فرآیند زیر می‌باشد:

۲-۱ تراکم آنتروپی‌ثابت (ایزنتروپیک) در پمپ

۲-۳ افزودن گرما در فشار ثابت در بویلر

۳-۴ انبساط آنتروپی‌ثابت (ایزنتروپیک) در توربین

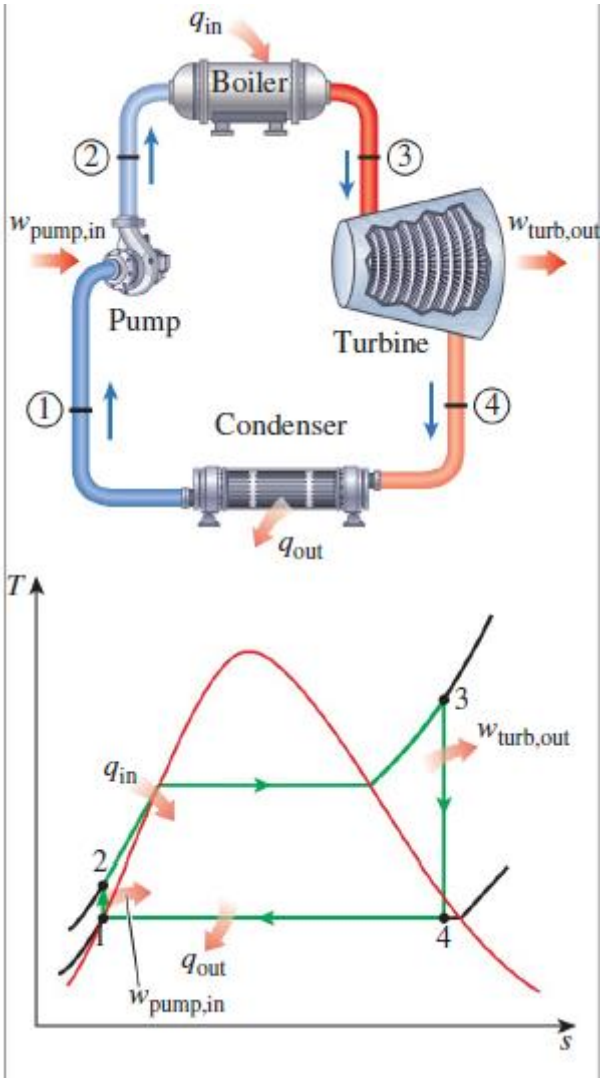
۴-۱ دفع گرما در فشار ثابت در کندانسور

آب در حالت ۱ به‌صورت مایع اشباع وارد پمپ می‌شود و به‌طور آنتروپی‌ثابت تا فشار کاری بویلر متراکم می‌گردد. در طول این فرآیند تراکم آنتروپی‌ثابت، دمای آب به دلیل کاهش جزئی در حجم مخصوص آن، اندکی افزایش می‌یابد. فاصله عمودی بین حالت‌های ۱ و ۲ در نمودار T-s، به‌منظور وضوح بیشتر، به‌شدت اغراق‌آمیز ترسیم شده است. (اگر آب واقعاً تراکم‌ناپذیر بود، آیا در طول این فرآیند اصلاً تغییری در دما رخ می‌داد؟)

آب در حالت ۲ به‌صورت مایع متراکم وارد بویلر شده و در حالت ۳ به‌صورت بخار فوق‌گرم از آن خارج می‌شود. بویلر در واقع یک مبدل حرارتی بزرگ است که در آن، گرمای حاصل از گازهای احتراق، رآکتورهای هسته‌ای یا سایر منابع، تقریباً در فشار ثابت به آب منتقل می‌شود. بویلر، به همراه بخشی که در آن بخار فوق‌گرم می‌شود (فوق‌گرم‌کن یا سوپرهیتر)، اغلب «مولد بخار» نامیده می‌شود. بخار فوق‌گرم در حالت ۳ وارد توربین می‌شود؛ در آنجا به‌صورت آنتروپی‌ثابت منبسط شده و با به چرخش درآوردن محوری که به یک ژنراتور الکتریکی متصل است، کار تولید می‌کند. در طول این فرآیند، فشار و دمای بخار کاهش می‌یابد.

تا به مقادیر مربوط به حالت ۴ برسد؛ جایی که بخار وارد کندانسور می‌شود. در این حالت، بخار معمولاً به‌صورت مخلوط مایع-بخار اشباع با کیفیت (خشکی) بالا است. بخار در کندانسور — که در واقع یک مبدل حرارتی بزرگ است — تحت فشار ثابت تقطیر می‌شود؛ این عمل از طریق دفع گرما به یک سیال خنک‌کننده (مانند آب دریاچه، رودخانه یا هوای اتمسفر) صورت می‌گیرد. بخار پس از خروج از کندانسور به صورت مایع اشباع وارد پمپ شده و بدین ترتیب چرخه تکمیل می‌گردد. در مناطقی که آب منبعی کمیاب و ارزشمند محسوب می‌شود، نیروگاه‌ها به جای آب، با استفاده از هوا خنک می‌شوند. این روش خنک‌سازی — که در موتور خودروها نیز به کار می‌رود — «خنک‌سازی خشک» نامیده می‌شود. امروزه تعدادی از نیروگاه‌ها در سراسر جهان، از جمله در ایالات متحده، به منظور صرفه‌جویی در مصرف آب از سیستم خنک‌سازی خشک استفاده می‌کنند. با توجه به اینکه در نمودار T-s، مساحت زیر منحنیِ یک فرآیند نشان‌دهنده انتقال حرارت در فرآیندهای برگشت‌پذیرِ داخلی است، می‌توان دریافت که مساحت زیر منحنیِ فرآیند ۲-۳ بیانگر گرمای منتقل‌شده به آب در بویلر (دیگ بخار) بوده و مساحت زیر منحنیِ

فرآیند ۴-۱ نشان‌دهنده گرمای دفع‌شده در کندانسور است. اختلاف میان این دو مقدار (یعنی مساحت محصور در منحنی چرخه)، برابر با کار خالص تولیدشده در طول چرخه می‌باشد.



شکل ۱۰–۲ چرخه رانکین ایده‌آل ساده.

تحلیل انرژی سیکل رانکین ایده‌آل هر چهار جزء مرتبط با سیکل رانکین (پمپ، دیگ بخار، توربین و کندانسور) دستگاه‌های جریان پایدار هستند و بنابراین هر چهار فرآیندی که سیکل رانکین را تشکیل می‌دهند را می‌توان به عنوان فرآیندهای جریان پایدار تحلیل کرد. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل بخار معمولاً نسبت به عبارات کار و انتقال حرارت کوچک هستند و بنابراین معمولاً نادیده گرفته می‌شوند. سپس معادله انرژی جریان پایدار به ازای واحد جرم بخار به صورت زیر کاهش می‌یابد:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \qquad (kJ/kg) \qquad (10–1)$$

در بویلر و کندانسور هیچ‌گونه کاری انجام نمی‌شود و فرض بر این است که پمپ و توربین آیزنتروپیک هستند. در این صورت، رابطه پایستگی انرژی برای هر یک از تجهیزات را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$\textit{Pump } (q = 0): \qquad w_{\text{pump,in}} = h_2 - h_1 \qquad \textbf{(10–2)}$$

or,

$$w_{\text{pump,in}} = \upsilon(P_2 - P_1) \qquad \textbf{(10–3)}$$

where

$$h_1 = h_{f\,@\,P_1} \quad \text{and} \quad \upsilon \cong \upsilon_1 = \upsilon_{f\,@\,P_1} \qquad \textbf{(10–4)}$$

$$\textit{Boiler } (w = 0): \qquad q_{\text{in}} = h_3 - h_2 \qquad \textbf{(10–5)}$$

$$\textit{Turbine } (q = 0): \qquad w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4 \qquad \textbf{(10–6)}$$

$$\textit{Condenser } (w = 0): \qquad q_{\text{out}} = h_4 - h_1 \qquad \textbf{(10–7)}$$

راندمان حرارتی سیکل رانکین از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} \qquad \textbf{(10–8)}$$

where

$$w_{\text{net}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} = w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pump,in}}$$

راندمان تبدیل نیروگاه‌ها در ایالات متحده اغلب بر حسب نرخ گرما بیان می‌شود، که مقدار گرمای تأمین‌شده بر حسب Btu برای تولید ۱ کیلووات ساعت برق است. هرچه نرخ گرما کمتر باشد، راندمان بیشتر است. با توجه به اینکه ۱ کیلووات ساعت = ۳۴۱۲ Btu و صرف نظر از تلفات مرتبط با تبدیل توان شفت به توان الکتریکی، رابطه بین نرخ گرما و راندمان حرارتی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{3412\ (\text{Btu/kWh})}{\text{Heat rate (Btu/kWh)}} \qquad \textbf{(10–9)}$$

برای مثال، نرخ حرارتی ۱۱٬۳۶۳ بی‌تی‌یو بر کیلووات‌ساعت (Btu/kWh) معادل ۳۰ درصد بازده است.

بازده حرارتی را همچنین می‌توان به صورت نسبتِ مساحتِ محصورشده توسط چرخه در نمودار T-s به مساحتِ زیرِ فرآیندِ دریافتِ گرما تفسیر کرد. کاربرد این روابط در مثال زیر نشان داده شده است.

مثال ۱۰–۱ چرخه رانکین ایده‌آل ساده

یک نیروگاه بخار را در نظر بگیرید که بر اساس چرخه رانکین ایده‌آل ساده کار می‌کند. بخار با فشار ۳ مگاپاسکال و دمای ۳۵۰ درجه سلسیوس وارد توربین می‌شود و در کندانسور (چگالنده) تحت فشار ۷۵ کیلوپاسکال به مایع تبدیل می‌گردد. بازده حرارتی این چرخه را تعیین کنید.

حل: یک نیروگاه بخار که با چرخه رانکین ایده‌آل ساده کار می‌کند، مورد بررسی است. هدف، تعیین بازده حرارتی این چرخه می‌باشد.

فرضیات: ۱- شرایط کاری پایدار (مانا) برقرار است. ۲- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

تحلیل: طرحواره نیروگاه و نمودار T-s (دما-آنتروپی) چرخه در شکل ۱۰–۳ نشان داده شده است. با توجه به اینکه نیروگاه بر اساس چرخه رانکین ایده‌آل کار می‌کند، می‌توان نتیجه گرفت که: پمپ و توربین آیزنتروپیک (بدون تغییر آنتروپی) هستند، هیچ‌گونه افت فشاری در بویلر (دیگ بخار) و کندانسور وجود ندارد، و بخار پس از خروج از کندانسور، به صورت مایع اشباع و در فشار کندانسور وارد پمپ می‌شود.

ابتدا با استفاده از داده‌های جداول بخار (جداول A–4، A–5 و A–6)، آنتالپی‌ها را در نقاط مختلف چرخه تعیین می‌کنیم:

State 1: $P_1 = 75$ kPa, Sat. liquid $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f@75\text{ kPa}} = 384.44$ kJ/kg, $v_1 = v_{f@75\text{ kPa}} = 0.001037$ m^3/kg

State 2: $P_2 = 3$ MPa

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{pump,in}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037\text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 75)\text{ kPa}]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3.03\text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump,in}} = (384.44 + 3.03)\text{ kJ/kg} = 387.47\text{ kJ/kg}$$

State 3: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350°C$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3116.1$ kJ/kg, $s_3 = 6.7450$ kJ/kg·K

State 4: $P_4 = 75$ kPa (sat. mixture)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + 0.8861(2278.0) = 2403.0\text{ kJ/kg}$$

Thus,

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = (3116.1 - 387.47)\text{ kJ/kg} = 2728.6\text{ kJ/kg}$$
$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = (2403.0 - 384.44)\text{ kJ/kg} = 2018.6\text{ kJ/kg}$$

and

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{2018.6\text{ kJ/kg}}{2728.6\text{ kJ/kg}} = 0.260 \text{ or } \mathbf{26.0\%}$$

شکل ۱۰–۳ طرح شماتیک و نمودار T-s برای مثال ۱۰–۱.

$$w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4 = (3116.1 - 2403.0)\text{ kJ/kg} = 713.1\text{ kJ/kg}$$
$$w_{\text{net}} = w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pump,in}} = (713.1 - 3.03)\text{ kJ/kg} = 710.1\text{ kJ/kg}$$

or

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = (2728.6 - 2018.6)\ \text{kJ/kg} = 710.0\ \text{kJ/kg}$$

and

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{710.0\ \text{kJ/kg}}{2728.6\ \text{kJ/kg}} = 0.260 \text{ or } \mathbf{26.0\%}$$

به عبارت دیگر، این نیروگاه ۲۶ درصد از گرمای دریافتی در دیگ بخار را به کار خالص تبدیل می‌کند. یک نیروگاه واقعی که در همان محدوده‌های دما و فشار کار می‌کند، به دلیل وجود عوامل برگشت‌ناپذیری نظیر اصطکاک، بازدهی کمتری خواهد داشت.

بحث: توجه داشته باشید که نسبت کار مصرفی (rbw = win/wout) در این نیروگاه برابر با ۰/۰۰۴ است؛ بدین معنا که تنها ۰/۴ درصد از کار خروجی توربین صرف به کار انداختن پمپ می‌شود. داشتن چنین نسبت‌های کار مصرفیِ پایینی، از ویژگی‌های چرخه‌های توان بخار است. این موضوع در تضاد با چرخه‌های توان گازی قرار دارد که معمولاً دارای نسبت‌های کار مصرفی بسیار بالایی (حدود ۴۰ تا ۸۰ درصد) هستند. همچنین، بررسی بازده حرارتی یک چرخه کارنو که در همان محدوده‌های دمایی عمل می‌کند، قابل توجه است.

$$\eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{(91.76 + 273)\ \text{K}}{(350 + 273)\ \text{K}} = 0.415$$

در اینجا، T_{min} برابر با دمای اشباع آب در فشار ۷۵ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است. تفاوت میان این دو بازده، ناشی از برگشت‌ناپذیری خارجیِ قابل‌توجه در چرخه رانکین است که به دلیل اختلاف دمای زیاد میان بخار و منبع حرارتی ایجاد می‌شود.

۱۰–۳ ■ انحراف چرخه‌های توان بخار واقعی از چرخه‌های ایده‌آل

همان‌طور که در شکل a۱۰–۴ نشان داده شده است، چرخه توان بخار واقعی به دلیل وجود برگشت‌ناپذیری‌ها در اجزای مختلف، با چرخه ایده‌آل رانکین تفاوت دارد. اصطکاک سیال و اتلاف حرارت به محیط اطراف، دو منبع رایج این برگشت‌ناپذیری‌ها هستند.

اصطکاک سیال موجب افت فشار در بویلر (دیگ بخار)، کندانسور (چگالنده) و لوله‌کشی‌های بین اجزای مختلف می‌شود. در نتیجه، بخار با فشاری تا حدی کمتر از بویلر خارج می‌گردد. همچنین، به دلیل افت فشار در لوله‌های رابط، فشار در ورودی توربین تا حدی کمتر از فشار در خروجی بویلر است. افت فشار در

کندانسور معمولاً بسیار ناچیز است. برای جبران این افت فشارها، آب باید توسط پمپ به فشاری به‌مراتب بالاتر از آنچه در چرخه ایده‌آل مورد نیاز است، رسانده شود. این امر مستلزم استفاده از پمپی بزرگ‌تر و صرف کارِ ورودیِ بیشتری برای آن است.

منبع عمده دیگر برگشت‌ناپذیری، اتلاف حرارت از بخار به محیط اطراف در حین عبور بخار از اجزای مختلف سیستم است. برای حفظ همان میزان کار خالص خروجی، باید گرمای بیشتری در بویلر به بخار منتقل شود تا این اتلاف‌های حرارتی ناخواسته جبران گردند. در نتیجه، بازده چرخه کاهش می‌یابد.

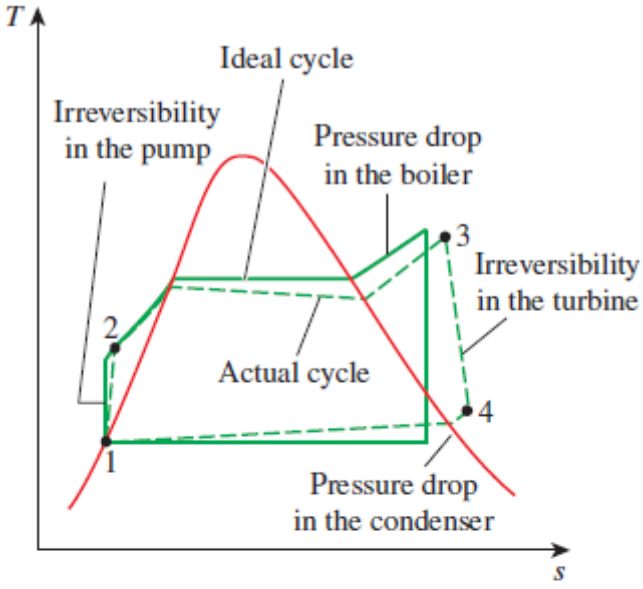
برگشت‌ناپذیری‌هایی که در پمپ و توربین رخ می‌دهند، از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند. یک پمپ به کار ورودی بیشتری نیاز دارد و یک توربین به دلیل برگشت‌ناپذیری‌ها، کار خروجی کمتری تولید می‌کند. در شرایط ایده‌آل، جریان عبوری از این دستگاه‌ها آیزنتروپیک است. انحراف پمپ‌ها و توربین‌های واقعی از آیزنتروپیک را می‌توان با استفاده از راندمان آیزنتروپیک، که به صورت زیر تعریف می‌شود، محاسبه کرد.

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad (10\text{–}10)$$

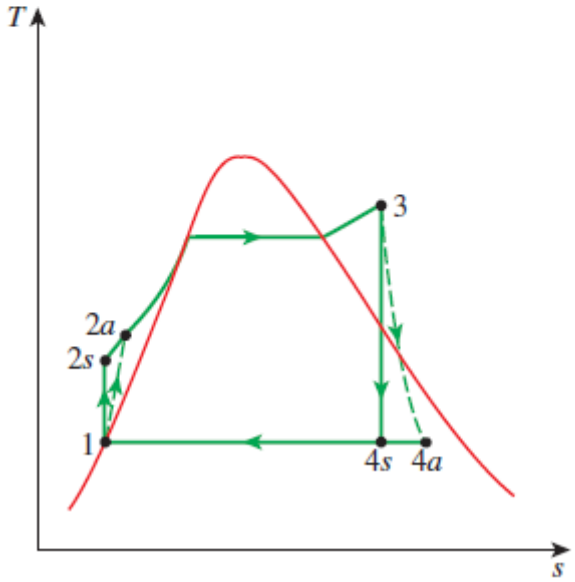
$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \qquad (10\text{–}11)$$

که در آن، حالت‌های a۲ و a۴ به ترتیب بیانگر حالت‌های خروجی واقعی پمپ و توربین هستند، و حالت‌های s۲ و s۴ متناظر با آن‌ها در حالت آیزنتروپیک (ایده‌آل) می‌باشند (شکل ۱۰-b۴).

در تحلیل چرخه‌های توان بخارِ واقعی، باید عوامل دیگری را نیز در نظر گرفت. برای نمونه، در کندانسورهای واقعی، مایع معمولاً تا دمایی پایین‌تر از دمای اشباع (حالت زیرسرد) خنک می‌شود تا از بروز پدیده «کاویتاسیون» جلوگیری شود؛ کاویتاسیون عبارت است از تبخیر و تقطیر سریع سیال در سمتِ کم‌فشارِ پروانه پمپ که می‌تواند به آن آسیب برساند. همچنین، به دلیل اصطکاک در یاتاقان‌های میان قطعات متحرک، تلفات دیگری نیز رخ می‌دهد. نشت بخار به بیرون از چرخه و نفوذ هوا به داخل کندانسور، دو منبع دیگرِ اتلاف انرژی محسوب می‌شوند. در نهایت، توان مصرفی تجهیزات کمکی — نظیر فن‌هایی که هوای مورد نیاز کوره را تأمین می‌کنند — نیز باید در ارزیابی عملکرد کلی نیروگاه‌ها لحاظ گردد. در ادامه، با ذکر یک مثال، تأثیر عوامل برگشت‌ناپذیر بر بازده حرارتی یک چرخه توان بخار نشان داده شده است.



(a)



(b)

شکل ۱۰–۴ (الف) انحراف چرخه توان بخار واقعی از چرخه ایده‌آل رانکین. (ب) تأثیر برگشت‌ناپذیری‌های پمپ و توربین بر چرخه ایده‌آل رانکین.

مثال ۱۰–۲ یک چرخه واقعی نیروی بخار

یک نیروگاه بخار بر اساس چرخه‌ای که در شکل ۱۰–۵ نشان داده شده است، کار می‌کند. اگر بازده آیزنتروپیک توربین ۸۷ درصد و بازده آیزنتروپیک پمپ ۸۵ درصد باشد،

موارد زیر را تعیین کنید: (الف) بازده حرارتی چرخه و (ب) توان خالص خروجی نیروگاه برای نرخ جریان جرمی ۱۵ کیلوگرم بر ثانیه.

حل: یک چرخه نیروی بخار با بازده‌های مشخص برای توربین و پمپ در نظر گرفته شده است. هدف، تعیین بازده حرارتی و توان خالص خروجی است.

فرضیات: ۱. شرایط کاری پایدار (مانا) برقرار است. ۲. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

تحلیل: طرحواره نیروگاه و نمودار T-s چرخه در شکل ۱۰–۵ نشان داده شده‌اند. دماها و فشارهای بخار در نقاط مختلف نیز روی شکل مشخص شده‌اند. باید توجه داشت که این نیروگاه شامل اجزایی با جریان پایدار است و بر اساس چرخه رانکین (Rankine cycle) کار می‌کند، با این تفاوت که ناکارآمدی‌های موجود در اجزای مختلف نیز در نظر گرفته شده‌اند.

(الف) بازده حرارتی یک چرخه، نسبت کار خالص خروجی به گرمای ورودی است و به صورت زیر تعیین می‌شود:

Pump work input:

$$w_{\text{pump,in}} = \frac{w_{s,\text{pump,in}}}{\eta_P} = \frac{\upsilon_1(P_2 - P_1)}{\eta_P}$$
$$= \frac{(0.001009\ \text{m}^3/\text{kg})[(16{,}000 - 9)\ \text{kPa}]}{0.85}\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 19.0\ \text{kJ/kg}$$

Turbine work output:

$$w_{\text{turb,out}} = \eta_T w_{s,\text{turb,out}}$$
$$= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0.87(3583.1 - 2115.3)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 1277.0\ \text{kJ/kg}$$

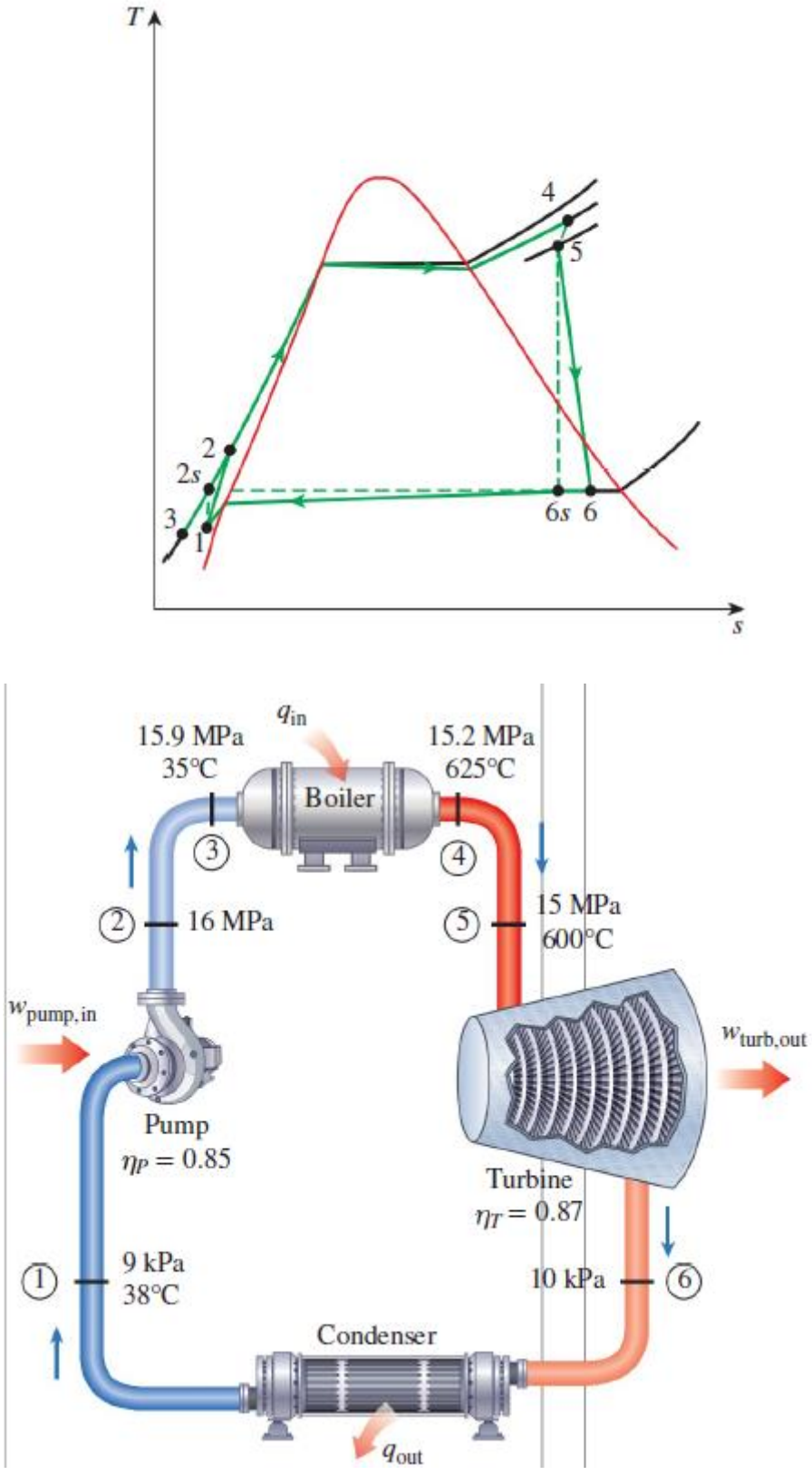
Boiler heat input: $q_{\text{in}} = h_4 - h_3 = (3647.6 - 160.1)\ \text{kJ/kg} = 3487.5\ \text{kJ/kg}$

Thus,

$$w_{\text{net}} = w_{\text{turb,out}} - w_{\text{pump,in}} = (1277.0 - 19.0)\ \text{kJ/kg} = 1258.0\ \text{kJ/kg}$$
$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{1258.0\ \text{kJ/kg}}{3487.5\ \text{kJ/kg}} = 0.361 \text{ or } \mathbf{36.1\%}$$

(*b*) The power produced by this power plant is

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{m}\, w_{\text{net}} = (15\ \text{kg/s})(1258.0\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{18.9\ MW}$$



شکل ۱۰–۵ طرح شماتیک و نمودار T-s برای مثال ۱۰–۲.

۱۰–۴ ■ چگونه می‌توان بازده چرخه رانکین را افزایش داد؟

نیروگاه‌های بخار تولیدکننده بخش عمده‌ای از انرژی الکتریکی در جهان هستند و حتی افزایش‌های جزئی در بازده حرارتی آن‌ها می‌تواند منجر به صرفه‌جویی قابل‌توجهی در مصرف سوخت شود. از این رو، تلاش‌های بسیاری برای بهبود بازده چرخه‌ای که نیروگاه‌های بخار بر اساس آن کار می‌کنند، صورت می‌گیرد.

ایده اصلیِ تمامی اصلاحاتی که به منظور افزایش بازده حرارتی یک چرخه توان انجام می‌شوند، یکسان است: افزایش میانگین دمایی که در آن گرما به سیال عامل در بویلر (دیگ بخار) منتقل می‌شود، یا کاهش میانگین دمایی که در آن گرما از سیال عامل در کندانسور (چگالنده) دفع می‌گردد. به عبارت دیگر، میانگین دمای سیال باید در مرحله دریافت گرما تا حد امکان بالا، و در مرحله دفع گرما تا حد امکان پایین باشد. در ادامه، سه روش برای دستیابی به این هدف در «چرخه ایده‌آل ساده رانکین» را بررسی خواهیم کرد.

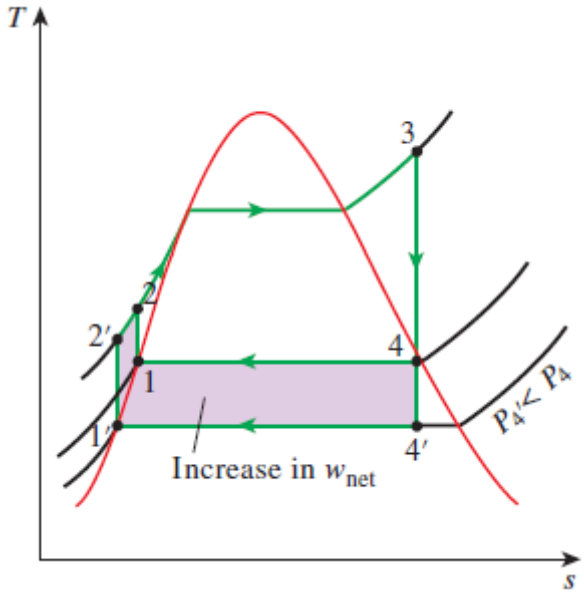
کاهش فشار کندانسور (کاهش $T_{low,avg}$)

در کندانسور، بخار به صورت مخلوطی اشباع و در دمای اشباعِ متناظر با فشارِ درون کندانسور وجود دارد. بنابراین، کاهش فشار کاری کندانسور به‌طور خودکار دمای بخار و در نتیجه دمایی را که در آن گرما دفع می‌شود، کاهش می‌دهد.

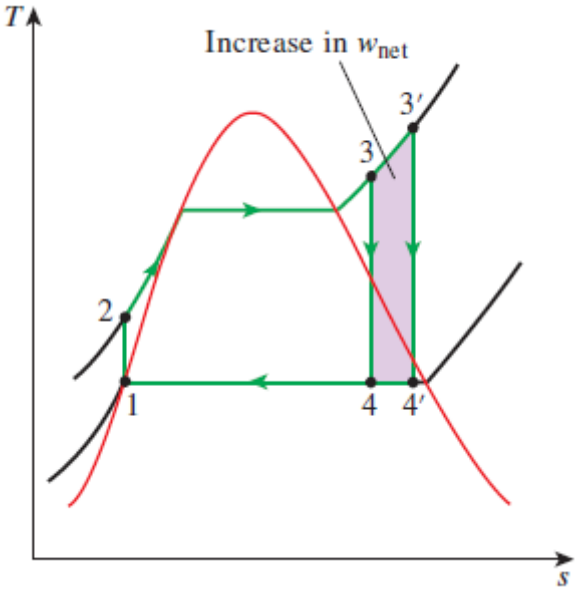
تأثیر کاهش فشار کندانسور بر بازده چرخه رانکین در نمودار $T-s$ (شکل ۱۰-۶) نشان داده شده است. برای مقایسه، وضعیت ورودی توربین ثابت در نظر گرفته شده است. ناحیه رنگی در این نمودار، افزایش کار خالص خروجی را در پیِ کاهش فشار کندانسور از P_4 به P'_4 نشان می‌دهد. میزان گرمای ورودی مورد نیاز نیز افزایش می‌یابد (که با سطح زیر منحنی $۲-۲'$ نشان داده شده است)، اما این افزایش بسیار ناچیز است. بنابراین، اثر کلیِ کاهش فشار کندانسور، افزایش بازده حرارتی چرخه است.

برای بهره‌برداری از بازده بالاتر در فشارهای پایین، کندانسورهای نیروگاه‌های بخار معمولاً در فشاری بسیار کمتر از فشار اتمسفر کار می‌کنند. از آنجا که چرخه‌های توانِ مبتنی بر بخار در یک حلقه بسته عمل می‌کنند، این موضوع مشکل عمده‌ای ایجاد نمی‌کند. با این حال، برای فشار کندانسور یک حد پایین وجود دارد؛ فشار کندانسور نمی‌تواند کمتر از فشار اشباعِ متناظر با دمای سیال خنک‌کننده باشد. برای مثال، کندانسوری را در نظر بگیرید که قرار است توسط آب رودخانه‌ای با دمای ۱۵ درجه سلسیوس خنک شود. با در نظر گرفتن اختلاف دمای ۱۰ درجه سلسیوس برای انتقال گرمای مؤثر، دمای بخار در کندانسور باید بالاتر از ۲۵ درجه سلسیوس باشد؛ در نتیجه، فشار کندانسور باید بیشتر از ۳.۲ کیلوپاسکال (فشار اشباع در دمای ۲۵ درجه سلسیوس) باشد.

با این حال، کاهش فشار کندانسور خالی از عوارض جانبی نیست. نخست اینکه، احتمال نشت هوا به داخل کندانسور را به وجود می‌آورد. مهم‌تر از آن، همان‌طور که در شکل ۱۰-۶ دیده می‌شود، باعث افزایش رطوبت بخار در مراحل پایانی توربین می‌گردد. وجود مقادیر زیاد رطوبت در توربین‌ها بسیار نامطلوب است، زیرا موجب کاهش بازده توربین شده و باعث فرسایش پره‌های آن می‌شود. خوشبختانه، این مشکل قابل اصلاح است؛ همان‌طور که در ادامه به آن پرداخته می‌شود.



شکل ۱۰–۶ تأثیر کاهش فشار کندانسور بر چرخه ایده‌آل رانکین.



شکل ۱۰–۷ تأثیر فوق‌گرم‌کردن بخار تا دماهای بالاتر بر چرخه ایده‌آل رانکین.

فوق‌گرم کردن بخار تا دماهای بالا (افزایش $T_{high,avg}$)

با فوق‌گرم کردن (superheating) بخار تا دماهای بالا، می‌توان میانگین دمایی را که در آن گرما به بخار منتقل می‌شود، بدون افزایش فشار بویلر، بالا برد. تأثیر فوق‌گرم کردن بر عملکرد چرخه‌های توان بخار در نمودار $T-s$ (دما-آنتروپی) در شکل ۱۰-۷ نشان داده شده است. ناحیه رنگی در این نمودار، نشان‌دهنده افزایش در «کار خالص» است. کل مساحت زیر منحنی فرآیند $۳-۳'$ نیز بیانگر افزایش در «گرمای ورودی» می‌باشد. بنابراین، در نتیجه‌ی فوق‌گرم کردن بخار تا دمایی بالاتر، هم کار خالص و هم گرمای ورودی افزایش می‌یابند. با این حال، از آنجا که میانگین دمایی که در آن گرما به سیستم افزوده می‌شود افزایش می‌یابد، اثر کلی، بهبود «بازده حرارتی» است.

فوق‌گرم کردن بخار تا دماهای بالاتر، یک مزیت بسیار مطلوب دیگر نیز دارد: این کار باعث کاهش رطوبت بخار در خروجی توربین می‌شود (همان‌طور که در نمودار $T-s$ دیده می‌شود، کیفیت بخار در حالت $۴'$ بالاتر از حالت ۴ است).

البته، دمایی که بخار می‌تواند تا آن حد فوق‌گرم شود، به دلیل ملاحظات متالورژیکی (مربوط به خواص فلزات) محدود است. در حال حاضر، حداکثر دمای مجاز بخار در ورودی توربین حدود ۶۲۰ درجه سانتی‌گراد (۱۱۵۰ درجه فارنهایت) است. هرگونه افزایش در این مقدار، مستلزم بهبود مواد موجود یا یافتن مواد جدیدی است که بتوانند در برابر دماهای بالاتر مقاومت کنند. در این زمینه، سرامیک‌ها بسیار نویدبخش هستند.

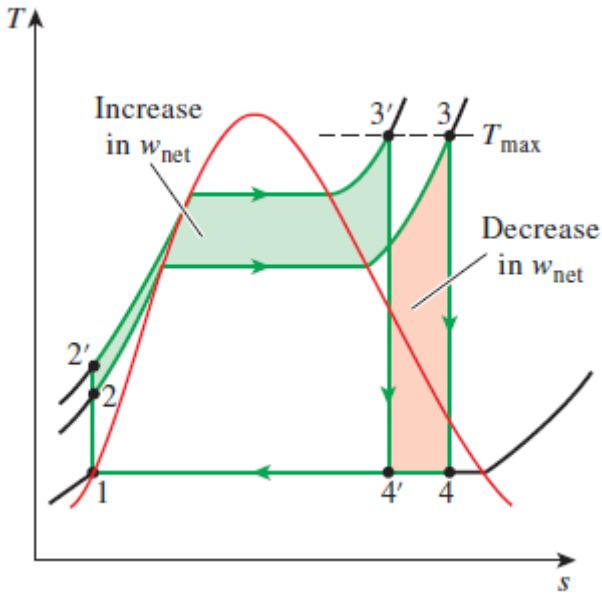
افزایش فشار بویلر (افزایش $T_{high,avg}$) روش دیگر برای افزایش میانگین دما در طول فرآیند دریافت گرما، بالا بردن فشار کاری بویلر است که به‌طور خودکار دمای جوشش را نیز افزایش می‌دهد. این امر به نوبه خود باعث افزایش میانگین دمایی می‌شود که در آن گرما به بخار منتقل می‌گردد و در نتیجه، بازده حرارتی چرخه را بالا می‌برد.

تأثیر افزایش فشار بویلر بر عملکرد چرخه‌های توان بخار در نمودار $T-s$ در شکل ۱۰-۸ نشان داده شده است. توجه داشته باشید که در دمای ورودی ثابت برای توربین، چرخه به سمت چپ جابه‌جا می‌شود و رطوبت بخار در خروجی توربین افزایش می‌یابد. با این حال، این اثر نامطلوب را می‌توان با گرمایش مجدد بخار — که در بخش بعدی به آن پرداخته می‌شود — برطرف کرد.

فشار کاری بویلرها در طول سال‌ها به‌تدریج افزایش یافته است؛ به‌طوری که از حدود ۲.۷ مگاپاسکال (۴۰۰ psia) در سال ۱۹۲۲ به بیش از ۳۰ مگاپاسکال (۴۵۰۰ psia) در حال حاضر رسیده است. این میزان فشار، بخار کافی برای تولید توان خالص ۱۰۰۰ مگاوات یا بیشتر را در نیروگاه‌های بزرگ فراهم

می‌کند. امروزه بسیاری از نیروگاه‌های بخار مدرن در فشارهای فوق‌بحرانی (P > ۲۲.۰۶ مگاپاسکال) کار می‌کنند و بازده حرارتی آن‌ها برای نیروگاه‌های سوخت فسیلی حدود ۴۰ درصد و برای نیروگاه‌های هسته‌ای حدود ۳۴ درصد است. در حال حاضر بیش از ۱۵۰ نیروگاه بخار با فشار فوق‌بحرانی در ایالات متحده مشغول به کار هستند. بازده پایین‌تر نیروگاه‌های هسته‌ای به دلیل حداکثر دمای پایین‌تری است که در این نیروگاه‌ها — به دلایل ایمنی — به کار گرفته می‌شود. نمودار T-s مربوط به یک چرخه رانکین فوق‌بحرانی در شکل ۱۰-۹ نشان داده شده است.

در ادامه، تأثیراتِ کاهش فشار کندانسور، افزایش دمای بخار (سوپرهیت کردن) به مقادیر بالاتر، و افزایش فشار بویلر بر بازده حرارتی چرخه رانکین، با استفاده از یک مثال بررسی خواهد شد.



شکل ۱۰–۸ تأثیر افزایش فشار بویلر بر چرخه ایده‌آل رانکین.

مثال ۱۰-۳ تأثیر فشار و دمای بویلر بر بازده

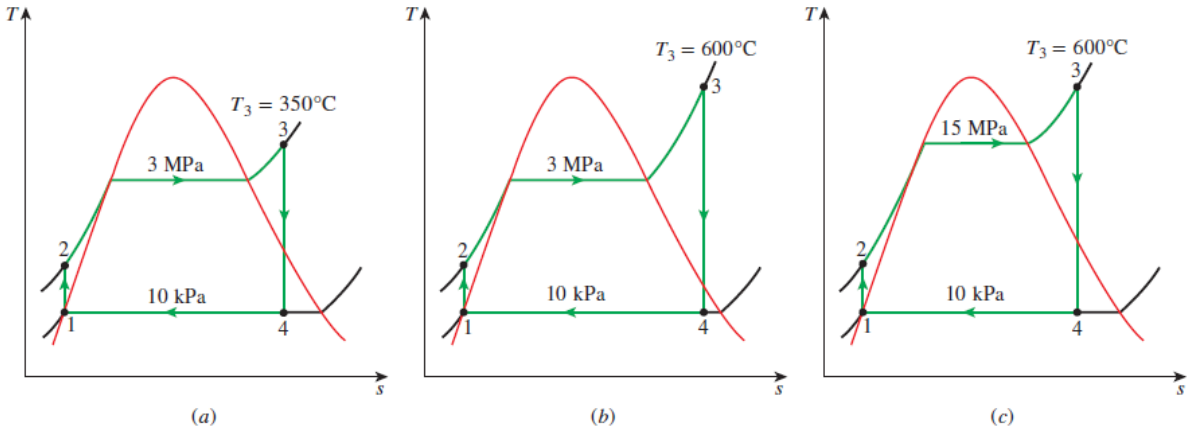
یک نیروگاه بخار را در نظر بگیرید که بر اساس چرخه ایده‌آل رانکین (Rankine cycle) کار می‌کند. بخار با فشار ۳ مگاپاسکال (MPa) و دمای ۳۵۰ درجه سلسیوس وارد توربین می‌شود و در کندانسور (چگالنده) تحت فشار ۱۰ کیلوپاسکال (kPa) تقطیر می‌گردد. موارد زیر را تعیین کنید: (الف) بازده حرارتی این نیروگاه، (ب) بازده حرارتی در صورتی که بخار به جای ۳۵۰ درجه سلسیوس، تا دمای ۶۰۰ درجه سلسیوس فوق‌داغ (superheated) شود، و (ج) بازده حرارتی در صورتی که فشار بویلر به ۱۵ مگاپاسکال افزایش یابد، در حالی که دمای ورودی توربین در ۶۰۰ درجه سلسیوس ثابت نگه داشته شود.

حل: یک نیروگاه بخار که بر اساس چرخه ایده‌آل رانکین کار می‌کند، مورد بررسی قرار می‌گیرد. هدف، تحلیل تأثیراتِ فوق‌داغ کردن بخار تا دمایی بالاتر و همچنین افزایش فشار بویلر بر بازده حرارتی است.

تحلیل: نمودارهای T-s (دما-آنتروپی) مربوط به این چرخه برای هر سه حالت، در شکل ۱۰-۱۰ نشان داده شده‌اند.

(الف) این همان نیروگاه بخاری است که در مثال ۱۰-۱ مورد بحث قرار گرفت، با این تفاوت که فشار کندانسور به ۱۰ کیلوپاسکال کاهش یافته است. بازده حرارتی به روشی مشابه محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned}
&\textit{State 1:} \quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 10\ \text{kPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f\,@\,10\ \text{kPa}} = 191.81\ \text{kJ/kg} \\ v_1 = v_{f\,@\,10\ \text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array} \\
&\textit{State 2:} \quad \begin{array}{l} P_2 = 3\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \\
&w_{\text{pump,in}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(3000 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) \\
&\qquad = 3.02\ \text{kJ/kg} \\
&h_2 = h_1 + w_{\text{pump,in}} = (191.81 + 3.02)\ \text{kJ/kg} = 194.83\ \text{kJ/kg} \\
&\textit{State 3:} \quad \left.\begin{array}{l} P_3 = 3\ \text{MPa} \\ T_3 = 350°\text{C} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1\ \text{kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}
\end{aligned}$$



شکل ۱۰-۱۰ نمودارهای T-s از سه چرخه مورد بحث در مثال ۱۰-۳.

State 4: $P_4 = 10$ kPa (sat. mixture)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 0.6492}{7.4996} = 0.8128$$

Thus,

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.81 + 0.8128(2392.1) = 2136.1 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = (3116.1 - 194.83) \text{ kJ/kg} = 2921.3 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = (2136.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} = 1944.3 \text{ kJ/kg}$$

and

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{1944.3 \text{ kJ/kg}}{2921.3 \text{ kJ/kg}} = 0.334 \text{ or } \mathbf{33.4\%}$$

بنابراین، راندمان حرارتی در نتیجه کاهش فشار کندانسور از ۷۵ به ۱۰ کیلوپاسکال از ۲۶.۰ به ۳۳.۴ درصد افزایش می‌یابد. با این حال، همزمان، کیفیت بخار از ۸۸.۶ به ۸۱.۳ درصد کاهش می‌یابد (به عبارت دیگر، میزان رطوبت از ۱۱.۴ به ۱۸.۷ درصد افزایش می‌یابد). (ب) حالت‌های ۱ و ۲ در این مورد یکسان باقی می‌مانند و آنتالپی‌ها در حالت ۳ (۳ مگاپاسکال و ۶۰۰ درجه سانتیگراد) و حالت ۴ (۱۰ کیلوپاسکال و s4 = s3) به صورت زیر تعیین می‌شوند.

$$h_3 = 3682.8 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2380.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.915)$$

Thus,

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 3682.8 - 194.83 = 3488.0 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 2380.3 - 191.81 = 2188.5 \text{ kJ/kg}$$

and

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{2188.5 \text{ kJ/kg}}{3488.0 \text{ kJ/kg}} = 0.373 \text{ or } \mathbf{37.3\%}$$

بنابراین، راندمان حرارتی در نتیجه‌ی سوپرهیت کردن بخار از ۳۵۰ به ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد، از ۳۳.۴ به ۳۷.۳ درصد افزایش می‌یابد. در عین حال، کیفیت بخار از ۸۱.۳ به ۹۱.۵ درصد افزایش می‌یابد (به عبارت دیگر، میزان رطوبت از ۱۸.۷ به ۸.۵ درصد کاهش می‌یابد).

(ج) در این مورد، حالت ۱ ثابت می‌ماند، اما حالت‌های دیگر تغییر می‌کنند. آنتالپی‌ها در حالت ۲ (۱۵ مگاپاسکال و s2 = s1)، حالت ۳ (۱۵ مگاپاسکال و ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد) و حالت ۴ (۱۰ کیلوپاسکال و s4 = s3) به روشی مشابه تعیین می‌شوند.

$$h_2 = 206.95 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2115.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.804)$$

Thus,

$$q_{in} = h_3 - h_2 = 3583.1 - 206.95 = 3376.2 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{out} = h_4 - h_1 = 2115.3 - 191.81 = 1923.5 \text{ kJ/kg}$$

and

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1923.5 \text{ kJ/kg}}{3376.2 \text{ kJ/kg}} = 0.430 \text{ or } \mathbf{43.0\%}$$

بحث: با افزایش فشار بویلر از ۳ به ۱۵ مگاپاسکال و در عین حال ثابت نگه داشتن دمای ورودی توربین در ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد، بازده حرارتی از ۳۷.۳ به ۴۳.۰ درصد افزایش می‌یابد. با این حال، هم‌زمان کیفیت بخار از ۹۱.۵ به ۸۰.۴ درصد کاهش می‌یابد (به عبارت دیگر، میزان رطوبت از ۸.۵ به ۱۹.۶ درصد افزایش می‌یابد).

۱۰–۵ ■ چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد

در بخش ۱۰–۴ اشاره کردیم که افزایش فشار بویلر (دیگ بخار) باعث افزایش بازده حرارتی چرخه رانکین می‌شود، اما در عین حال، میزان رطوبت بخار را نیز به سطوحی غیرقابل‌قبول می‌رساند. بنابراین، طرح این پرسش طبیعی است:

چگونه می‌توان از افزایش بازده در فشارهای بالاتر بویلر بهره برد، بدون آنکه با مشکل رطوبت بیش‌ازحد در مراحل پایانی توربین مواجه شویم؟

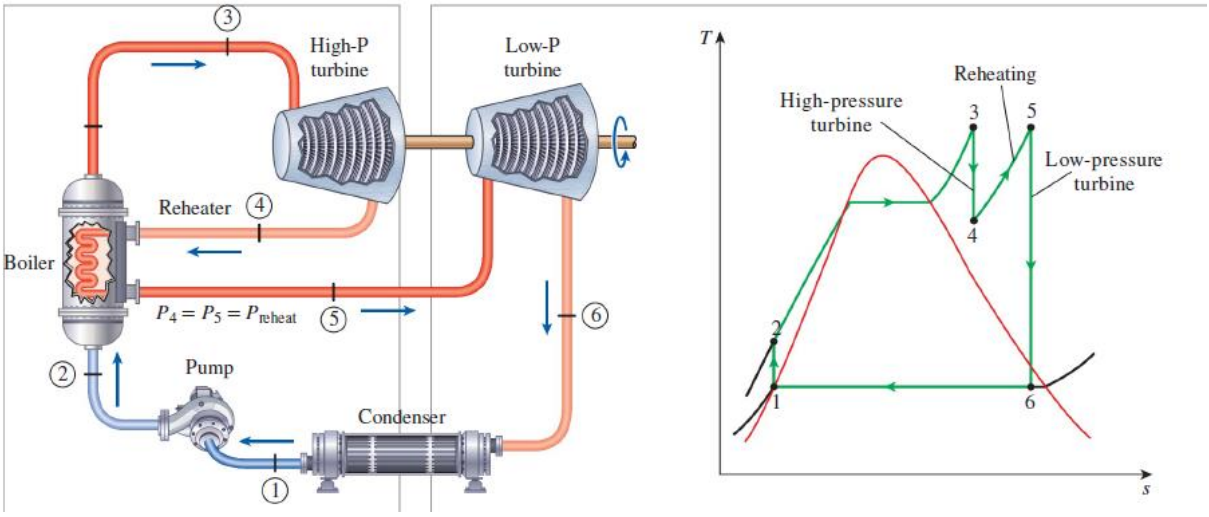
دو راهکار به ذهن می‌رسد:

۱. افزایش دمای بخار (سوپرهیت کردن) به مقادیر بسیار بالا، پیش از ورود به توربین. این راهکار مطلوبی است، زیرا میانگین دمایی که در آن گرما به سیستم افزوده می‌شود نیز افزایش می‌یابد و در نتیجه بازده چرخه بالا می‌رود. با این حال، این روش عملی نیست؛ زیرا مستلزم رساندن دمای بخار به سطوحی است که از نظر متالورژیکی (مقاومت فلزات) ایمن نیستند.

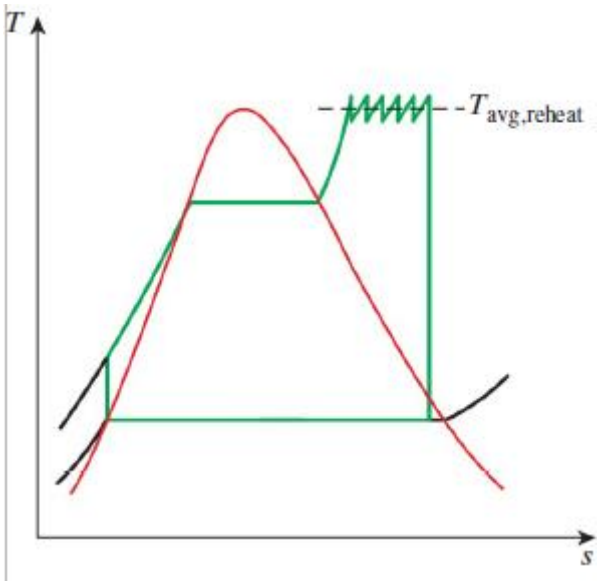
۲. انبساط بخار در توربین طی دو مرحله، همراه با گرمایش مجدد آن در فاصله بین این دو مرحله. به عبارت دیگر، اصلاح چرخه ایده‌آل ساده رانکین از طریق افزودن یک فرآیند «گرمایش مجدد». گرمایش مجدد، راهکاری عملی برای رفع مشکل رطوبت بیش‌ازحد در توربین‌هاست و به‌طور گسترده در نیروگاه‌های بخار مدرن به کار گرفته می‌شود.

نمودار T-s (دما-آنتروپی) چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد و طرح شماتیک نیروگاهی که بر اساس این چرخه کار می‌کند، در شکل ۱۰–۱۱ نشان داده شده‌اند. تفاوت چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد نسبت به چرخه ایده‌آل ساده رانکین در این است که فرآیند انبساط در دو مرحله انجام می‌شود. در مرحله اول (توربین فشار بالا)، بخار به‌صورت آیزنتروپیک (آنتروپی ثابت) تا یک فشار میانی منبسط شده و به بویلر بازگردانده می‌شود؛ در آنجا، بخار در فشار ثابت مجدداً گرم می‌شود—معمولاً تا دمایی برابر با دمای ورودی به مرحله اول توربین. سپس بخار در مرحله دوم (توربین فشار پایین) به‌صورت آیزنتروپیک تا فشار کندانسور (چگالنده) منبسط می‌شود. بدین ترتیب، کل گرمای ورودی و کل کار خروجی توربین برای یک چرخه دارای گرمایش مجدد به صورت زیر خواهد بود:

$$q_{\text{in}} = q_{\text{primary}} + q_{\text{reheat}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \qquad \textbf{(10–12)}$$



شکل ۱۰–۱۱ چرخه رانکین ایده‌آل با گرمایش مجدد.



شکل ۱۰–۱۲ با افزایش تعداد مراحل گرمایش مجدد، میانگین دمایی که در آن گرما طی فرآیند گرمایش مجدد منتقل می‌شود، افزایش می‌یابد.

and

$$w_{turb,out} = w_{turb,I} + w_{turb,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \qquad (10\text{–}13)$$

به‌کارگیری یک مرحله بازگرمایش (Reheat) در نیروگاه‌های مدرن، با افزایش میانگین دمایی که در آن گرما به بخار منتقل می‌شود، بازده چرخه را ۴ تا ۵ درصد بهبود می‌بخشد.

میانگین دما در طول فرآیند بازگرمایش را می‌توان با افزایش تعداد مراحل انبساط و بازگرمایش بالا برد. همان‌طور که در شکل ۱۰-۱۲ نشان داده شده است، با افزایش تعداد مراحل، فرآیندهای انبساط و بازگرمایش به یک فرآیند هم‌دما (ایزوترمال) در حداکثر دما نزدیک می‌شوند. با این حال، استفاده از بیش از دو مرحله بازگرمایش عملی نیست. بهبود نظری در بازده که از مرحله دوم بازگرمایش حاصل می‌شود، تقریباً نصفِ میزان بهبودی است که از یک مرحله بازگرمایش به دست می‌آید. اگر فشار ورودی توربین به اندازه کافی بالا نباشد، استفاده از دو مرحله بازگرمایش منجر به خروج بخارِ بیش‌داغ (Superheated) از توربین می‌شود. این وضعیت نامطلوب است، زیرا باعث افزایش میانگین دمای دفع گرما و در نتیجه کاهش بازده چرخه می‌گردد. بنابراین، استفاده از دو مرحله بازگرمایش تنها در نیروگاه‌هایی با فشار فوق‌بحرانی ($P > 22.06$ MPa) صورت می‌گیرد. افزودن مرحله سوم بازگرمایش، بازده چرخه را به اندازه‌ی تقریباً نصفِ میزان بهبودی که با مرحله دوم حاصل شده بود، افزایش می‌دهد؛ این افزایش آن‌قدر ناچیز است که هزینه‌ها و پیچیدگی‌های اضافی را توجیه نمی‌کند.

چرخه بازگرمایش در اواسط دهه ۱۹۲۰ معرفی شد، اما به دلیل مشکلات عملیاتی، در دهه ۱۹۳۰ کنار گذاشته شد. با این حال، افزایش مداوم فشار بویلرها در طول سال‌ها، بازگرداندن چرخه با یک مرحله بازگرمایش در اواخر دهه ۱۹۴۰ و با دو مرحله بازگرمایش در اوایل دهه ۱۹۵۰ را ضروری ساخت.

دماهای بازگرمایش بسیار نزدیک به دمای ورودی توربین (یا برابر با آن) هستند. فشار بهینه برای بازگرمایش، تقریباً یک‌چهارمِ حداکثر فشار چرخه است. برای مثال، در چرخه‌ای که فشار بویلر آن ۱۲ مگاپاسکال (MPa) است، فشار بهینه برای بازگرمایش حدود ۳ مگاپاسکال خواهد بود.

به خاطر داشته باشید که تنها هدف چرخه بازگرمایش، کاهش رطوبت بخار در مراحل پایانی فرآیند انبساط است. اگر موادی در اختیار داشتیم که می‌توانستند در برابر دماهای بسیار بالا مقاومت کنند، دیگر نیازی به چرخه بازگرمایش نبود.

مثال ۱۰–۴ چرخه رانکین ایده‌آل با گرمایش مجدد

یک نیروگاه بخار را در نظر بگیرید که بر اساس چرخه رانکین ایده‌آل با گرمایش مجدد (Reheat) کار می‌کند. در این نیروگاه، شرایط ورودی توربین فشار بالا برابر با ۶۰۰ psia و ۶۰۰ درجه فارنهایت، شرایط ورودی توربین فشار پایین برابر با ۲۰۰ psia و ۶۰۰ درجه فارنهایت، و فشار کندانسور برابر با ۱۰ psia است. توان خالص تولیدی این نیروگاه ۵۰۰۰ کیلووات (kW) می‌باشد. نرخ دریافت و دفع گرما و همچنین بازده حرارتی چرخه را تعیین کنید.

آیا کارکرد بخش گرمایش مجددِ بویلر در فشار ۱۰۰ psia (به‌جای ۲۰۰ psia) — در حالی که دمای ورودی توربین فشار پایین ثابت بماند — مزیتی دارد؟

حل: یک چرخه رانکین بخار ایده‌آل با گرمایش مجدد، ۵۰۰۰ کیلووات توان تولید می‌کند.

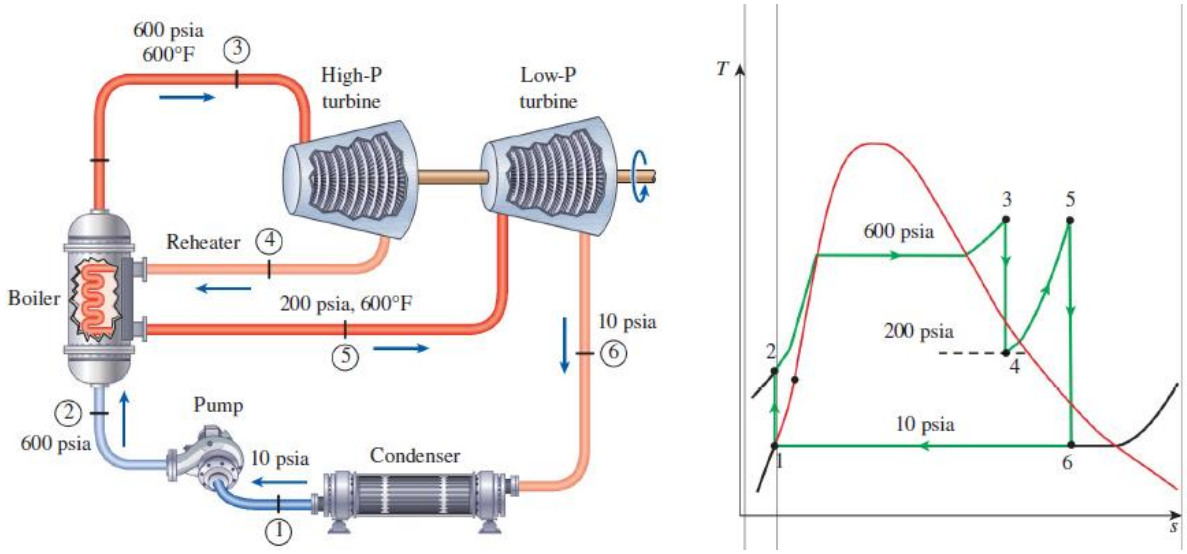
باید نرخ‌های دریافت و دفع گرما و بازده حرارتی چرخه تعیین شوند. همچنین، تأثیر تغییر فشار گرمایش مجدد مورد بررسی قرار می‌گیرد.

فرضیات: ۱) شرایط کاری پایدار (مانا) برقرار است. ۲) تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

تحلیل: طرحواره نیروگاه و نمودار T-s چرخه در شکل ۱۰–۱۳ نشان داده شده است. این نیروگاه بر اساس چرخه رانکین ایده‌آل با گرمایش مجدد کار می‌کند. بنابراین، پمپ و توربین‌ها آیزنتروپیک (بدون تغییر آنتروپی) هستند، هیچ‌گونه افت فشاری در بویلر و کندانسور وجود ندارد، و بخار پس از خروج از کندانسور، به‌صورت مایع اشباع (در فشار کندانسور) وارد پمپ می‌شود. با استفاده از جداول بخار (جداول A-4E، A-5E و A-6E)،

$$h_1 = h_{f\,@\,10\ \text{psia}} = 161.25\ \text{Btu/lbm}$$
$$\upsilon_1 = \upsilon_{f\,@\,10\ \text{psia}} = 0.01659\ \text{ft}^3\text{/lbm}$$

$$w_{\text{pump,in}} = \upsilon_1(P_2 - P_1)$$
$$= (0.01659\ \text{ft}^3\text{/lbm})[(600 - 100)\ \text{psia}]\left(\frac{1\ \text{Btu}}{5.404\ \text{psia}\cdot\text{ft}^3}\right)$$
$$= 1.81\ \text{Btu/lbm}$$



شکل ۱۰–۱۳ طرح شماتیک و نمودار T-s برای مثال ۱۰-۴.

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump,in}} = 161.25 + 1.81 = 163.06 \text{ Btu/lbm}$$

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 600 \text{ psia} \\ T_3 = 600^\circ\text{F} \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_3 = 1289.9 \text{ Btu/lbm} \\ s_3 = 1.5325 \text{ Btu/lbm·R} \end{matrix}$$

$$\left.\begin{matrix} P_4 = 200 \text{ psia} \\ s_4 = s_3 \end{matrix}\right\} \begin{matrix} x_4 = \dfrac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \dfrac{1.5325 - 0.54379}{1.00219} = 0.9865 \\ h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 355.46 + (0.9865)(843.33) = 1187.5 \text{ Btu/lbm} \end{matrix}$$

$$\left.\begin{matrix} P_5 = 200 \text{ psia} \\ T_5 = 600^\circ\text{F} \end{matrix}\right\} \begin{matrix} h_5 = 1322.3 \text{ Btu/lbm} \\ s_5 = 1.6771 \text{ Btu/lbm·R} \end{matrix}$$

$$\left.\begin{matrix} P_6 = 10 \text{ psia} \\ s_6 = s_5 \end{matrix}\right\} \begin{matrix} x_6 = \dfrac{s_6 - s_f}{s_{fg}} = \dfrac{1.6771 - 0.28362}{1.50391} = 0.9266 \\ h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 161.25 + (0.9266)(981.82) = 1071.0 \text{ Btu/lbm} \end{matrix}$$

Thus,

$$q_{\text{in}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) = 1289.9 - 163.06 + 1322.3 - 1187.5 = 1261.7 \text{ Btu/lbm}$$

$$q_{\text{out}} = h_6 - h_1 = 1071.0 - 161.25 = 909.7 \text{ Btu/lbm}$$

$$w_{\text{net}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} = 1261.7 - 909.8 = 352.0 \text{ Btu/lbm}$$

The mass flow rate of steam in the cycle is determined from

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{m} w_{\text{net}} \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{w_{\text{net}}} = \frac{5000 \text{ kJ/s}}{352.0 \text{ Btu/lbm}} \left(\frac{0.94782 \text{ Btu}}{1 \text{ kJ}}\right) = 13.47 \text{ lbm/s}$$

The rates of heat addition and rejection are

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m} q_{\text{in}} = (13.47 \text{ lbm/s})(1261.7 \text{ Btu/lbm}) = \mathbf{16{,}995 \text{ Btu/s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m} q_{\text{out}} = (13.47 \text{ lbm/s})(909.7 \text{ Btu/lbm}) = \mathbf{12{,}250 \text{ Btu/s}}$$

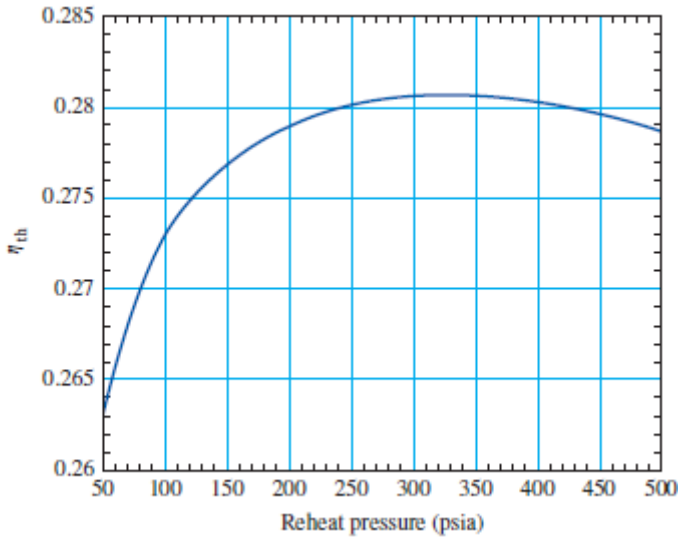
and the thermal efficiency of the cycle is

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{5000 \text{ kJ/s}}{16{,}995 \text{ Btu/s}} \left(\frac{0.94782 \text{ Btu}}{1 \text{ kJ}}\right) = 0.279 \text{ or } \mathbf{27.9\%}$$

اگر تحلیل را برای فشار بازگرمایش ۱۰۰ psia و در همان دمای بازگرمایش تکرار کنیم، به بازده حرارتی ۲۷.۳ درصد می‌رسیم. بنابراین، کارکرد بازگرم‌کن در فشار ۱۰۰ psia موجب کاهش جزئی در بازده حرارتی می‌شود.

بحث: حال به این پرسش می‌پردازیم که در چه فشار بازگرمایشی، بازده حرارتی به بیشترین مقدار خود می‌رسد؟ ما با استفاده از نرم‌افزار مناسب، تحلیل را برای فشارهای مختلف بازگرمایش تکرار می‌کنیم.

نتایج در شکل ۱۰–۱۴ رسم شده‌اند. بازده حرارتی در فشار بازگرمایش بهینه حدود ۳۲۵ psia، به مقدار بیشینه ۲۸.۱ درصد می‌رسد.



شکل ۱۰–۱۴: در چرخه رانکین با گرمایش مجدد، یک فشار بهینه برای گرمایش مجدد وجود دارد که در آن بازده حرارتی به حداکثر می‌رسد. مقادیر ارائه‌شده مربوط به مثال ۱۰-۴ هستند.

۱۰–۶ ■ چرخه رانکین ایده‌آل با بازیابی (Regenerative Rankine Cycle)

بررسی دقیق نمودار T-s چرخه رانکین که در شکل ۱۰–۱۵ ترسیم شده است، نشان می‌دهد که در طی فرآیند ۲-۲′، گرما در دمایی نسبتاً پایین به سیال عامل منتقل می‌شود. این امر موجب کاهش دمای متوسطِ دریافت گرما و در نتیجه کاهش بازده چرخه می‌گردد.

برای رفع این نقیصه، به دنبال راهکارهایی هستیم تا دمای مایع خروجی از پمپ (که «آب تغذیه» نامیده می‌شود) را پیش از ورود به بویلر (دیگ بخار) افزایش دهیم.

یکی از روش‌های ممکن، انتقال گرما از بخارِ در حال انبساط به آب تغذیه از طریق یک مبدل حرارتی جریان مخالف (counterflow) است که درون توربین تعبیه شده باشد؛ به عبارت دیگر، استفاده از فرآیند «بازیابی» (Regeneration). با این حال، این راهکار عملی نیست؛ زیرا طراحی چنین مبدل حرارتی‌ای دشوار است و علاوه بر آن، باعث افزایش رطوبت بخار در مراحل انتهایی توربین می‌شود.

در نیروگاه‌های بخار، یک روش عملی برای اجرای بازیابی، استخراج (یا به اصطلاح «خون‌گیری» یا bleeding) بخار از نقاط مختلف توربین است. این بخار — که می‌توانست با ادامه انبساط در توربین کار بیشتری تولید کند — در عوض برای گرم کردن آب تغذیه به کار گرفته می‌شود. تجهیزاتی که در

آن‌ها آب تغذیه از طریق فرآیند بازیابی گرم می‌شود، «بازیاب» (Regenerator) یا «گرم‌کن آب تغذیه» (Feedwater Heater - FWH) نامیده می‌شوند.

فرآیند بازیابی نه تنها بازده چرخه را بهبود می‌بخشد، بلکه راهکاری مناسب برای هوازدایی از آب تغذیه (یعنی حذف هوایی که در کندانسور به درون سیستم نفوذ کرده است) فراهم می‌کند تا از خوردگی در بویلر جلوگیری شود. همچنین، این فرآیند به کنترل دبی حجمیِ زیادِ بخار در مراحل انتهایی توربین (که ناشی از حجم‌های مخصوصِ بزرگ در فشارهای پایین است) کمک می‌کند. از این رو، از زمان معرفی فرآیند بازیابی در اوایل دهه ۱۹۲۰، این روش در تمامی نیروگاه‌های بخار مدرن به کار گرفته شده است.

گرم‌کن آب تغذیه در واقع نوعی مبدل حرارتی است که در آن گرما از بخار به آب تغذیه منتقل می‌شود؛ این انتقال یا از طریق اختلاط مستقیم دو جریان سیال (در گرم‌کن‌های آب تغذیه باز) و یا بدون اختلاط آن‌ها (در گرم‌کن‌های آب تغذیه بسته) صورت می‌گیرد. در ادامه، فرآیند بازیابی با استفاده از هر دو نوع گرم‌کن آب تغذیه مورد بحث قرار خواهد گرفت.

گرم‌کن‌های آب تغذیه از نوع باز

یک گرم‌کن آب تغذیه از نوع باز (یا تماس مستقیم)، در واقع یک محفظه اختلاط است که در آن بخار استخراج‌شده از توربین با آب تغذیه‌ای که از پمپ خارج می‌شود، مخلوط می‌گردد. در حالت ایده‌آل، مخلوط حاصل به صورت مایع اشباع و در فشارِ حاکم بر گرم‌کن، از آن خارج می‌شود. طرح شماتیک یک نیروگاه بخار مجهز به یک گرم‌کن آب تغذیه از نوع باز (که چرخه احیایی تک‌مرحله‌ای نیز نامیده می‌شود) به همراه نمودار T-s این چرخه، در شکل ۱۰-۱۶ نشان داده شده است.

در یک چرخه ایده‌آل رانکین احیایی، بخار با فشار بویلر وارد توربین می‌شود (حالت ۵) و به صورت آیزنتروپیک تا یک فشار میانی (حالت ۶) منبسط می‌گردد. در این مرحله، بخشی از بخار استخراج شده و به سمت گرم‌کن آب تغذیه هدایت می‌شود، در حالی که باقی‌مانده بخار به انبساط آیزنتروپیک خود تا رسیدن به فشار کندانسور (حالت ۷) ادامه می‌دهد. این بخار پس از عبور از کندانسور، به صورت مایع اشباع و در فشار کندانسور (حالت ۱) از آن خارج می‌شود. آبِ تقطیرشده — که آب تغذیه نامیده می‌شود — وارد یک پمپ آیزنتروپیک شده، تا فشار گرم‌کن آب تغذیه (حالت ۲) فشرده می‌شود و سپس به گرم‌کن آب تغذیه فرستاده می‌شود؛ در آنجا، این آب با بخار استخراج‌شده از توربین مخلوط می‌گردد. مقدار بخار استخراج‌شده به گونه‌ای تعیین می‌شود که مخلوطِ حاصل، به صورت مایع اشباع و در فشارِ گرم‌کن (حالت ۳) از آن خارج شود. پمپ دومی فشار آب را تا فشار بویلر (حالت ۴) افزایش می‌دهد. چرخه با گرم کردن آب در بویلر تا رسیدن به وضعیت ورودی توربین (حالت ۵) تکمیل می‌شود.

در تحلیل نیروگاه‌های بخار، کار کردن با کمیت‌هایی که بر حسب «واحد جرمِ بخارِ عبوری از بویلر» بیان شده‌اند، راحت‌تر است. به ازای هر ۱ کیلوگرم بخاری که از بویلر خارج می‌شود، مقدار y کیلوگرم در توربین تا حدی منبسط شده و در حالت ۶ استخراج می‌گردد. مقدار باقی‌مانده، یعنی (۱–y) کیلوگرم، به طور کامل تا فشار کندانسور منبسط می‌شود. بنابراین، نرخ جریان جرمی در اجزای مختلف چرخه متفاوت است. برای مثال، اگر نرخ جریان جرمی در بویلر برابر با $dot{m}\$ باشد، نرخ جریان جرمی در کندانسور برابر با $(1 – y)\dot{m}$ خواهد بود. این جنبه از چرخه رانکین بازگرمایشی (احیایی) باید هم در تحلیل چرخه و هم در تفسیر مساحت‌های روی نمودار T-s مد نظر قرار گیرد. با توجه به شکل ۱۰-۱۶، تبادلات گرما و کار در یک چرخه رانکین بازگرمایشی (احیایی) که دارای یک گرم‌کن آب تغذیه است، به ازای واحد جرم بخاری که از بویلر عبور می‌کند، به صورت زیر قابل بیان است:

$$q_{in} = h_5 - h_4 \quad \textbf{(10–14)}$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad \textbf{(10–15)}$$

$$w_{turb,out} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad \textbf{(10–16)}$$

$$w_{pump,in} = (1 - y)w_{pump\ I,in} + w_{pump\ II,in} \quad \textbf{(10–17)}$$

where

$$y = \dot{m}_6/\dot{m}_5 \quad \text{(fraction of steam extracted)}$$

$$w_{pump\ I,in} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{pump\ II,in} = v_3(P_4 - P_3)$$

بازده حرارتی چرخه رانکین در نتیجه‌ی «بازگرمایش» (یا دقیق‌تر: پیش‌گرمایش آب تغذیه) افزایش می‌یابد.

دلیل این امر آن است که با افزایش دمای آب پیش از ورود به دیگ بخار، میانگین دمایی که در آن گرما به بخار درون دیگ منتقل می‌شود، بالا می‌رود. با افزایش تعداد گرم‌کن‌های آب تغذیه، بازده چرخه باز هم بیشتر می‌شود. بسیاری از نیروگاه‌های بزرگِ امروزی، از هشت گرم‌کن آب تغذیه استفاده می‌کنند. تعداد بهینه گرم‌کن‌های آب تغذیه بر اساس ملاحظات اقتصادی تعیین می‌شود؛ بدین معنا که استفاده از یک گرم‌کن اضافی تنها زمانی توجیه‌پذیر است که صرفه‌جویی حاصل در هزینه‌های سوخت، بیشتر از هزینه خودِ آن گرم‌کن باشد.

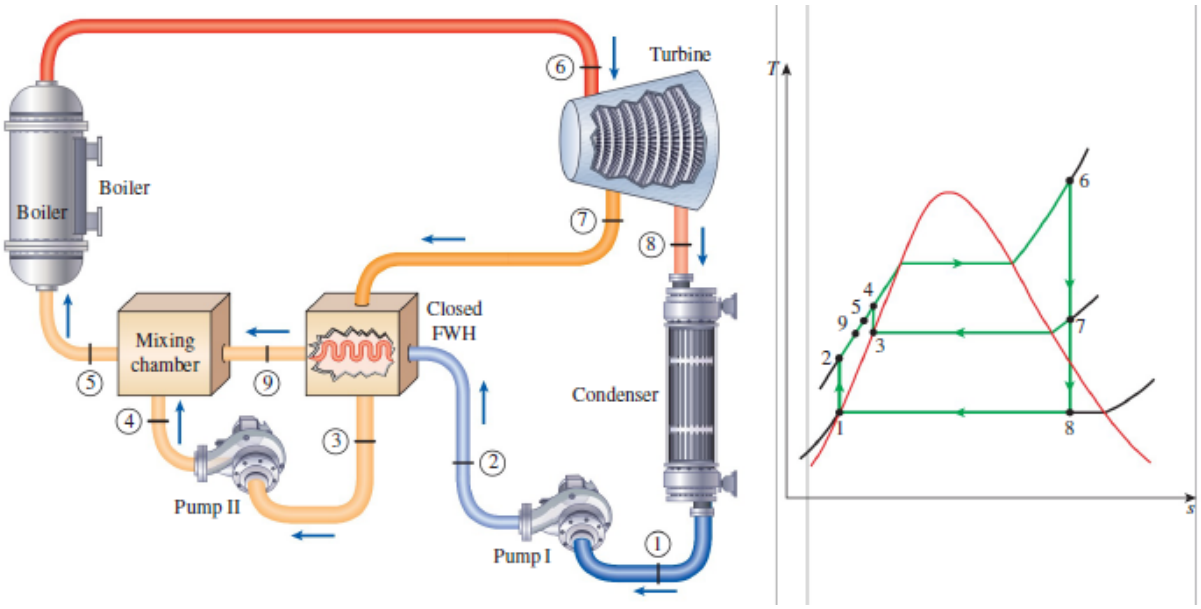
گرم‌کن‌های بسته آب تغذیه

نوع دیگری از گرم‌کن‌های آب تغذیه که اغلب در نیروگاه‌های بخار به کار می‌رود، «گرم‌کن بسته» است. در این نوع، گرما از بخارِ استخراج‌شده به آب تغذیه منتقل می‌شود، بدون آنکه این دو جریان با یکدیگر

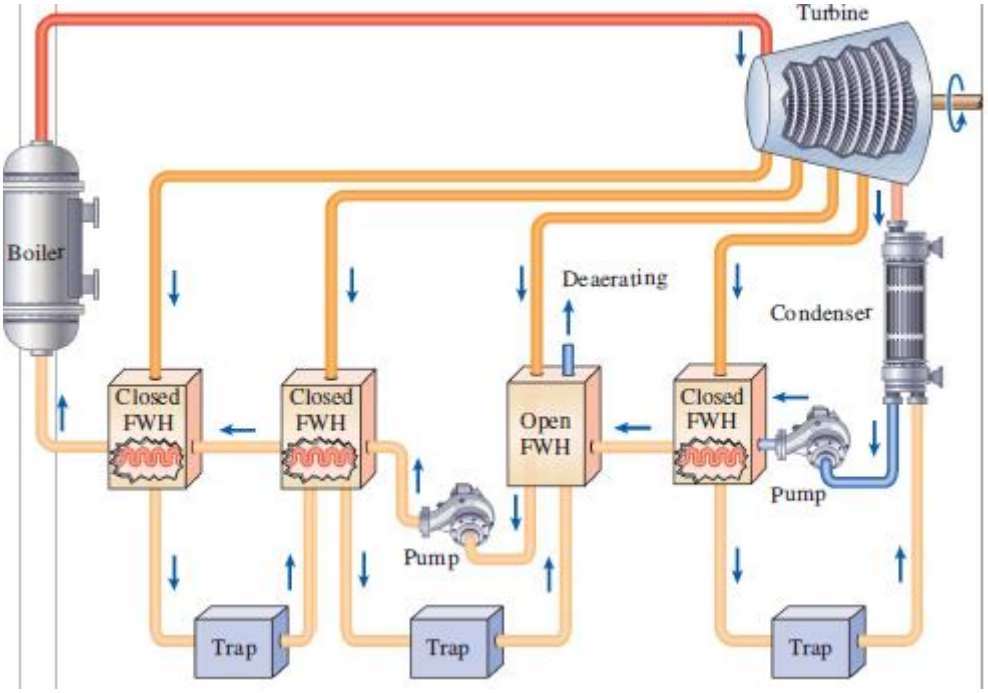
مخلوط شوند. از آنجا که جریانات با هم ترکیب نمی‌شوند، می‌توانند در فشارهای متفاوتی باشند. طرح شماتیک یک نیروگاه بخار مجهز به یک گرم‌کن بسته و نمودار T-s (دما-آنتروپی) این چرخه در شکل ۱۰-۱۷ نشان داده شده است. در یک گرم‌کن بسته ایده‌آل، آب تغذیه تا دمای خروجیِ بخارِ استخراج‌شده گرم می‌شود؛ بخاری که خود نیز در حالت ایده‌آل، به صورت مایع اشباع و در همان فشارِ استخراج، از گرم‌کن خارج می‌گردد. در نیروگاه‌های واقعی، آب تغذیه از گرمکن پایین‌تر از دمای خروجی بخار استخراج شده خارج می‌شود، زیرا برای هرگونه انتقال حرارت مؤثر، اختلاف دمای حداقل چند درجه لازم است. سپس بخار تغلیظ شده یا به خط آب تغذیه پمپ می‌شود یا از طریق وسیله‌ای به نام تله به گرمکن دیگری یا به کندانسور هدایت می‌شود. تله اجازه می‌دهد تا مایع به ناحیه‌ای با فشار پایین‌تر هدایت شود، اما بخار را به دام می‌اندازد. آنتالپی بخار در طول این فرآیند خفه کردن ثابت می‌ماند.

گرمکن‌های آب تغذیه باز و بسته را می‌توان به شرح زیر مقایسه کرد: گرمکن‌های آب تغذیه باز ساده و ارزان هستند و ویژگی‌های انتقال حرارت خوبی دارند.

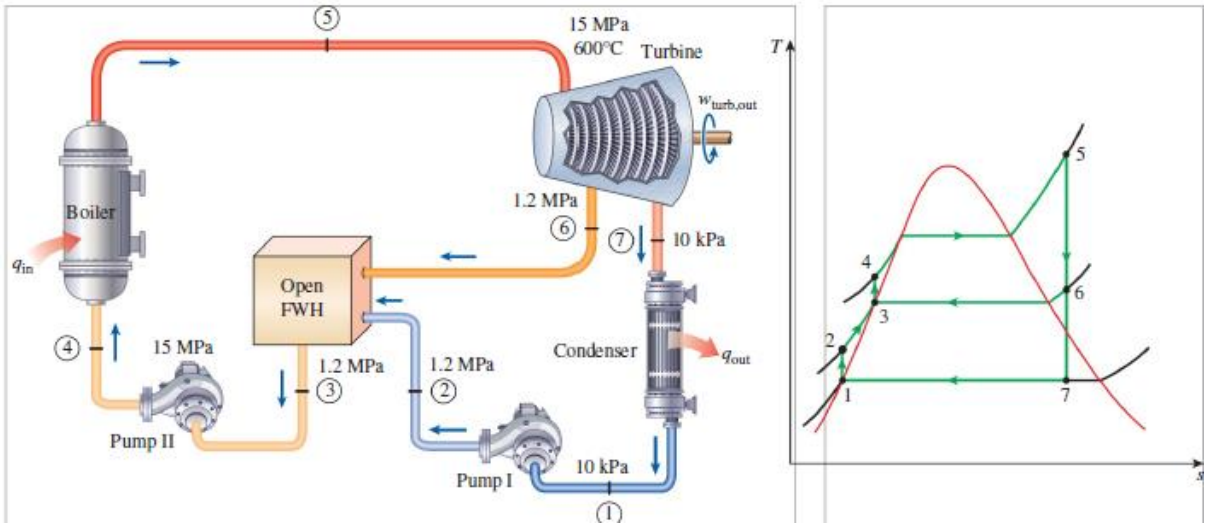
آنها همچنین آب تغذیه را به حالت اشباع می‌رسانند. با این حال، برای هر گرمکن، یک پمپ برای مدیریت آب تغذیه مورد نیاز است. گرمکن‌های آب تغذیه بسته به دلیل شبکه لوله‌کشی داخلی پیچیده‌تر هستند و بنابراین گران‌ترند. انتقال حرارت در گرمکن‌های آب تغذیه بسته نیز کمتر مؤثر است زیرا دو جریان مجاز به تماس مستقیم نیستند. با این حال، گرمکن‌های آب تغذیه بسته برای هر گرمکن به پمپ جداگانه نیاز ندارند، زیرا بخار استخراج شده و آب تغذیه می‌توانند فشارهای متفاوتی داشته باشند. اکثر نیروگاه‌های بخار از ترکیبی از گرمکن‌های آب تغذیه باز و بسته استفاده می‌کنند، همانطور که در شکل‌های ۱۰ تا ۱۸ نشان داده شده است.



شکل ۱۰–۱۷ چرخه ایده‌آل رانکین بازگرمایشی (احیایی) همراه با گرم‌کن بسته آب تغذیه.



شکل ۱۰–۱۸ یک نیروگاه بخار با یک گرم‌کن آب تغذیه باز و سه گرم‌کن آب تغذیه بسته.



شکل ۱۰–۱۹ طرح شماتیک و نمودار T-s برای مثال ۱۰–۵

مثال ۱۰-۵ چرخه رانکین احیاکننده ایده‌آل

یک نیروگاه بخار را در نظر بگیرید که با چرخه رانکین احیاکننده ایده‌آل با یک گرمکن آب تغذیه باز کار می‌کند. بخار با فشار ۱۵ مگاپاسکال و دمای ۶۰۰ درجه سانتیگراد وارد توربین می‌شود و با فشار ۱۰ کیلوپاسکال در کندانسور متراکم می‌شود. مقداری بخار با فشار ۱.۲ مگاپاسکال از توربین خارج شده و

وارد گرمکن آب تغذیه باز می‌شود. کسر بخار استخراج شده از توربین و راندمان حرارتی چرخه را تعیین کنید.

راه حل: یک نیروگاه بخار با چرخه رانکین احیاکننده ایده‌آل با یک گرمکن آب تغذیه باز کار می‌کند. کسر بخار استخراج شده از توربین و راندمان حرارتی باید تعیین شوند.

فرض‌ها: ۱. شرایط کاری پایدار برقرار است. ۲. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

تحلیل: طرحواره نیروگاه و نمودار T-s چرخه در شکل ۱۰–۱۹ نشان داده شده است. باید توجه داشت که این نیروگاه بر اساس چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد (بازگرمایشی/احیایی) کار می‌کند. بنابراین، پمپ‌ها و توربین‌ها آیزنتروپیک (بی‌دررو و برگشت‌پذیر) هستند؛ هیچ‌گونه افت فشاری در بویلر، کندانسور و گرم‌کن آب تغذیه وجود ندارد؛ و بخار هنگام خروج از کندانسور و گرم‌کن آب تغذیه، به صورت مایع اشباع است. ابتدا، آنتالپی‌ها را در حالت‌های مختلف تعیین می‌کنیم:

$$\textit{State 1:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 10\ \text{kPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f\,@\,10\ \text{kPa}} = 191.81\ \text{kJ/kg} \\ v_1 = v_{f\,@\,10\ \text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\textit{State 2:}\quad P_2 = 1.2\ \text{MPa}$$
$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{pump,in}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(1200 - 10)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 1.20\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump I,in}} = (191.81 + 1.20)\ \text{kJ/kg} = 193.01\ \text{kJ/kg}$$

$$\textit{State 3:}\quad \left.\begin{array}{l} P_3 = 1.2\ \text{MPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array}\right\} \begin{array}{l} v_3 = v_{f\,@\,1.2\ \text{MPa}} = 0.001138\ \text{m}^3/\text{kg} \\ h_3 = h_{f\,@\,1.2\ \text{MPa}} = 798.33\ \text{kJ/kg} \end{array}$$

$$\textit{State 4:}\quad P_4 = 15\ \text{MPa}$$

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{pump II,in}} = v_3(P_4 - P_3)$$
$$= (0.001138\ \text{m}^3/\text{kg})[(15{,}000 - 1200)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 15.70\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{pump II,in}} = (798.33 + 15.70)\ \text{kJ/kg} = 814.03\ \text{kJ/kg}$$

State 5: $P_5 = 15$ MPa, $T_5 = 600°C$ $\Rightarrow$ $h_5 = 3583.1$ kJ/kg, $s_5 = 6.6796$ kJ/kg·K

State 6: $P_6 = 1.2$ MPa, $s_6 = s_5$ $\Rightarrow$ $h_6 = 2860.2$ kJ/kg, $(T_6 = 218.4°C)$

State 7: $P_7 = 10$ kPa

$$s_7 = s_5 x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2392.1) = 2115.3 \text{ kJ/kg}$$

تحلیل انرژی گرمکن‌های آب تغذیه باز با تحلیل انرژی محفظه‌های اختلاط یکسان است. گرمکن‌های آب تغذیه عموماً عایق‌بندی خوبی دارند (Q· = 0) و هیچ برهمکنش کاری در آنها وجود ندارد (W· = 0). با صرف نظر کردن از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل جریان‌ها، تعادل انرژی برای یک گرمکن آب تغذیه به صورت زیر کاهش می‌یابد:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \longrightarrow \sum_{in} \dot{m}h = \sum_{out} \dot{m}h$$

or

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

که در آن y کسر بخار استخراج شده از توربین است (= m·6 / m·5). با حل معادله برای y و جایگزینی مقادیر آنتالپی، خواهیم داشت:

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2860.2 - 193.01} = \mathbf{0.2270}$$

Thus,

$$q_{in} = h_5 - h_4 = (3583.1 - 814.03) \text{ kJ/kg} = 2769.1 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2115.3 - 191.81) \text{ kJ/kg}$$
$$= 1486.9 \text{ kJ/kg}$$

and

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1486.9 \text{ kJ/kg}}{2769.1 \text{ kJ/kg}} = 0.463 \text{ or } \mathbf{46.3\%}$$

بحث: این مسئله در مثال ۳-c۱۰ برای همان محدوده‌های فشار و دما، اما بدون فرآیند بازیابی (Regeneration)، حل شده بود. مقایسه این دو نتیجه نشان می‌دهد که در اثر به‌کارگیری فرآیند

بازیابی، بازده حرارتی چرخه از ۴۳/۰ درصد به ۴۶/۳ درصد افزایش یافته است. کار خالص خروجی به میزان ۱۷۱ کیلوژول بر کیلوگرم کاهش یافته، اما گرمای ورودی به اندازه ۶۰۷ کیلوژول بر کیلوگرم کم شده است؛ که این امر در نهایت منجر به افزایش بازده حرارتی می‌شود.

مثال ۱۰–۶: چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد و بازیابی (احیا)

یک نیروگاه بخار را در نظر بگیرید که بر اساس چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد و بازیابی کار می‌کند. این چرخه شامل یک گرم‌کن آب تغذیه باز، یک گرم‌کن آب تغذیه بسته و یک گرم‌کن مجدد (Reheater) است.

بخار با فشار ۱۵ مگاپاسکال و دمای ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد وارد توربین می‌شود و در کندانسور (چگالنده) با فشار ۱۰ کیلوپاسکال به مایع تبدیل می‌گردد. بخشی از بخار در فشار ۴ مگاپاسکال از توربین استخراج شده و به گرم‌کن آب تغذیه بسته فرستاده می‌شود؛ بخار باقی‌مانده نیز در همان فشار، مجدداً تا دمای ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد گرم می‌شود. بخار استخراج‌شده در گرم‌کن کاملاً به مایع تبدیل شده و پیش از آنکه با آب تغذیه (که در همان فشار ۱۵ مگاپاسکال قرار دارد) مخلوط شود، توسط پمپ به فشار ۱۵ مگاپاسکال می‌رسد. بخار مورد نیاز برای گرم‌کن آب تغذیه باز نیز از بخش کم‌فشار توربین و در فشار ۰.۵ مگاپاسکال استخراج می‌شود.

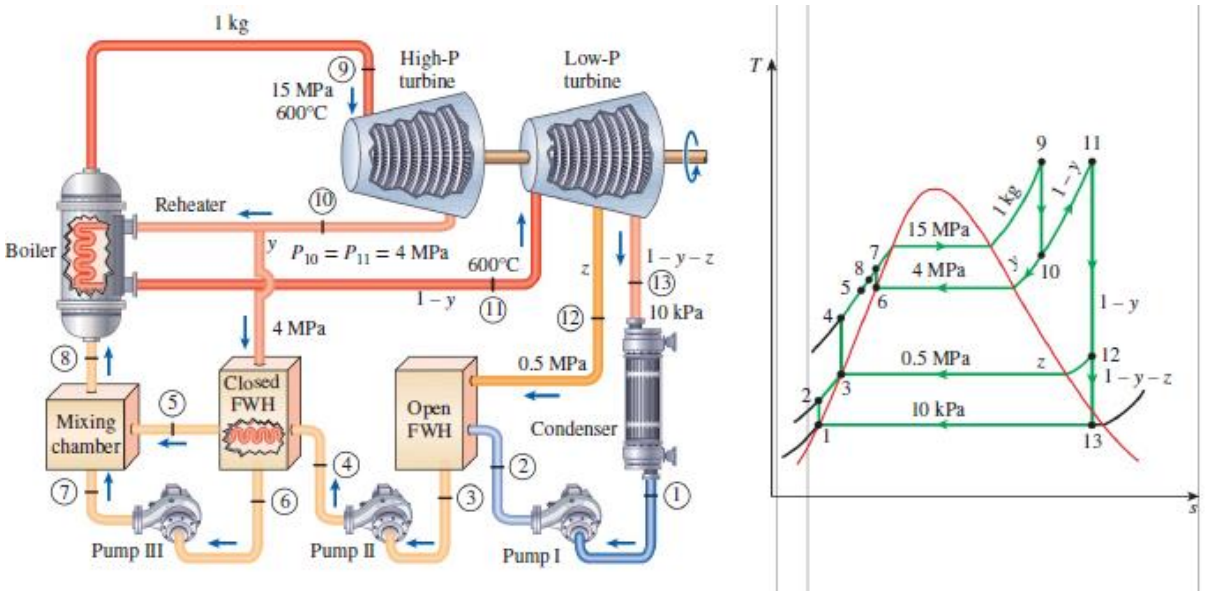
مقادیر (کسرهای جرمی) بخار استخراج‌شده از توربین و همچنین بازده حرارتی چرخه را تعیین کنید.

حل: یک نیروگاه بخار بر اساس چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد و بازیابی کار می‌کند که دارای یک گرم‌کن آب تغذیه باز، یک گرم‌کن آب تغذیه بسته و یک گرم‌کن مجدد است. هدف، تعیین کسرهای جرمی بخار استخراج‌شده از توربین و بازده حرارتی چرخه می‌باشد.

فرضیات: ۱. شرایط کاری پایدار (مانا) برقرار است. ۲. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند. ۳. در هر دو گرم‌کن آب تغذیه (باز و بسته)، آب تغذیه تا دمای اشباعِ متناظر با فشارِ همان گرم‌کن، گرم می‌شود. (توجه داشته باشید که این یک فرض محافظه‌کارانه است؛ زیرا بخار استخراج‌شده با دمای ۳۷۶ درجه سانتی‌گراد وارد گرم‌کن آب تغذیه بسته می‌شود، در حالی که دمای اشباع در فشار ۴ مگاپاسکال برابر با ۲۵۰ درجه سانتی‌گراد است.)

تحلیل: طرح‌واره (شماتیک) نیروگاه و نمودار T-s چرخه در شکل ۱۰–۲۰ نشان داده شده است. از آنجا که نیروگاه بر اساس چرخه ایده‌آل رانکین با گرمایش مجدد و بازیابی کار می‌کند، پمپ‌ها و توربین‌ها آیزنتروپیک (بدون تغییر آنتروپی) هستند؛ هیچ‌گونه افت فشاری در بویلر، گرم‌کن مجدد، کندانسور و

گرم‌کن‌های آب تغذیه وجود ندارد؛ و بخار هنگام خروج از کندانسور و گرم‌کن‌های آب تغذیه، به صورت مایع اشباع است.



شکل ۱۰–۲۰ طرح شماتیک و نمودار T-s برای مثال ۱۰–۶.

آنتالپی‌ها در حالت‌های مختلف و کار پمپ به ازای واحد جرم سیال عبوری از آنها عبارتند از:

$h_1 = 191.81$ kJ/kg	$h_9 = 3583.1$ kJ/kg
$h_2 = 192.30$ kJ/kg	$h_{10} = 3155.0$ kJ/kg
$h_3 = 640.09$ kJ/kg	$h_{11} = 3674.9$ kJ/kg
$h_4 = 643.92$ kJ/kg	$h_{12} = 3014.8$ kJ/kg
$h_5 = 1087.4$ kJ/kg	$h_{13} = 2335.7$ kJ/kg
$h_6 = 1087.4$ kJ/kg	$w_{\text{pump I,in}} = 0.49$ kJ/kg
$h_7 = 1101.2$ kJ/kg	$w_{\text{pump II,in}} = 3.83$ kJ/kg
$h_8 = 1089.8$ kJ/kg	$w_{\text{pump III,in}} = 13.77$ kJ/kg

سهم‌های بخار استخراج‌شده بر اساس موازنه‌های جرم و انرژیِ گرم‌کن‌های آب تغذیه تعیین می‌شوند:

گرم‌کن آب تغذیه بسته:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$yh_{10} + (1-y)h_4 = (1-y)h_5 + yh_6$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1087.4 - 643.92}{(3155.0 - 1087.4) + (1087.4 - 643.92)} = \mathbf{0.1766}$$

Open feedwater heater:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$zh_{12} + (1-y-z)h_2 = (1-y)h_3$$

$$z = \frac{(1-y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1-0.1766)(640.09 - 192.30)}{3014.8 - 192.30} = \mathbf{0.1306}$$

آنتالپی در حالت ۸ با اعمال معادلات جرم و انرژی بر محفظه اختلاط — که فرض می‌شود عایق‌بندی شده است — تعیین می‌گردد:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$(1)h_8 = (1-y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0.1766)(1087.4)\ \text{kJ/kg} + 0.1766(1101.2)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1089.8\ \text{kJ/kg}$$

Thus,

$$q_{in} = (h_9 - h_8) + (1-y)(h_{11} - h_{10})$$

$$= (3583.1 - 1089.8)\ \text{kJ/kg} + (1 - 0.1766)(3674.9 - 3155.0)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 2921.4\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{out} = (1-y-z)(h_{13} - h_1)$$

$$= (1 - 0.1766 - 0.1306)(2335.7 - 191.81)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1485.3\ \text{kJ/kg}$$

and

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1485.3\ \text{kJ/kg}}{2921.4\ \text{kJ/kg}} = 0.492 \text{ or } \mathbf{49.2\%}$$

بحث این مسئله در مثال ۱۰-۴ برای محدودیت‌های فشار و دمای یکسان با گرمایش مجدد اما بدون فرآیند بازسازی حل شد. مقایسه دو نتیجه نشان می‌دهد که راندمان حرارتی چرخه در نتیجه بازسازی از ۴۵.۰ به ۴۹.۲ درصد افزایش یافته است.

بازده حرارتی این چرخه را می‌توان از طریق زیر نیز تعیین کرد.

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_{turb,out} - w_{pump,in}}{q_{in}}$$

where

$$w_{turb,out} = (h_9 - h_{10}) + (1-y)(h_{11} - h_{12}) + (1-y-z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{pump,in} = (1-y-z)w_{pump\ I,in} + (1-y)w_{pump\ II,in} + (y)w_{pump\ III,in}$$

همچنین، اگر فرض کنیم که آب تغذیه، گرم‌کن آب تغذیه (FWH) بسته را به صورت مایع اشباع در فشار ۱۵ مگاپاسکال (و در نتیجه با دمای T5 = 342°C و آنتالپی h5 = 1610.3 kJ/kg) ترک می‌کند، می‌توان نشان داد که بازده حرارتی برابر با ۵۰.۶ درصد خواهد بود.

۱۰–۷ ■ تحلیل قانون دوم چرخه‌های توان بخار چرخه ایده‌آل کارنو، چرخه‌ای کاملاً برگشت‌پذیر است و از این رو، هیچ‌گونه برگشت‌ناپذیری در آن وجود ندارد. اما چرخه‌های ایده‌آل رانکین (ساده، با گرمایش مجدد، یا بازیافتی)، تنها از نظر داخلی برگشت‌پذیر هستند و ممکن است شامل برگشت‌ناپذیری‌های خارجی نسبت به سیستم باشند؛ نظیر انتقال حرارت از طریق یک اختلاف دمای معین (محدود). تحلیل قانون دوم این چرخه‌ها نشان می‌دهد که بزرگ‌ترین برگشت‌ناپذیری‌ها در کجا رخ می‌دهند و بزرگی (مقدار) آن‌ها چقدر است. روابط مربوط به اکسرژی و اتلاف اکسرژی برای سیستم‌های دارای جریان پایا، در فصل ۸ تدوین شده‌اند. اتلاف اکسرژی برای یک سیستم با جریان پایا را می‌توان به صورت نرخ (آهنگ) چنین بیان کرد:

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0(\dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}}) = T_0\left(\sum_{\text{out}} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum_{\text{in}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}}\right) \quad \text{(kW)} \tag{10–18}$$

یا بر اساس واحد جرم برای یک دستگاه جریان پایدار با یک ورودی، یک خروجی

$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0\left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{10–19}$$

که در آن Tb,in و Tb,out دمای مرز سیستم هستند که در آن گرما به ترتیب به داخل و خارج از سیستم منتقل می‌شود.

تخریب اگزرژی مرتبط با یک چرخه به بزرگی انتقال گرما با مخازن دما بالا و پایین درگیر و دمای آنها بستگی دارد. می‌توان آن را بر اساس واحد جرم به صورت زیر بیان کرد:

$$x_{\text{dest}} = T_0\left(\sum \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{10–20}$$

برای چرخه‌ای که فقط شامل انتقال حرارت با یک منبع در TH و یک چاه در TL است، تخریب اگزرژی به صورت زیر است:

$$x_{\text{dest}} = T_0\left(\frac{q_{\text{out}}}{T_L} - \frac{q_{\text{in}}}{T_H}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{10–21}$$

اگزرژی جریان سیال ψ در هر حالت را می‌توان از رابطه زیر تعیین کرد.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10–22)}$$

که در آن، زیرنویس «۰» نشان‌دهنده‌ی حالت محیط پیرامون است.

مثال ۱۰–۷ تحلیل قانون دوم برای یک چرخه رانکین ایده‌آل

یک نیروگاه بخار را در نظر بگیرید که بر اساس چرخه رانکین ایده‌آل ساده کار می‌کند (شکل ۱۰–۲۱). بخار با فشار ۳ مگاپاسکال و دمای ۳۵۰ درجه سلسیوس وارد توربین می‌شود و در کندانسور (چگالنده) تحت فشار ۷۵ کیلوپاسکال به مایع تبدیل می‌گردد. گرما در کوره‌ای با دمای ۸۰۰ کلوین به بخار داده می‌شود و گرمای تلف‌شده به محیطی با دمای ۳۰۰ کلوین دفع می‌گردد. موارد زیر را تعیین کنید:

(الف) اتلاف اگزرژی مربوط به هر یک از چهار فرآیند و کل چرخه، و (ب) بازده قانون دوم این چرخه.

حل: یک نیروگاه بخار که بر اساس چرخه رانکین ایده‌آل ساده کار می‌کند، مورد بررسی قرار می‌گیرد. با داشتن دماهای مشخص برای منبع (چشمه) و چاه (محیط)، باید اتلاف اگزرژی مربوط به این چرخه و بازده قانون دوم آن تعیین شود.

فرضیات: ۱- شرایط کاری پایدار (مانا) برقرار است. ۲- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

تحلیل: نیروگاه را، به طوری که کوره (با دمای T_H) و محیط (با دمای T_0) در مرزهای آن قرار گیرند، به عنوان حجم کنترل در نظر می‌گیریم. این چرخه در مثال ۱۰–۱ تحلیل شده بود و مقادیر مختلف آن به صورت زیر تعیین شدند: $q_{in} = 2729 \text{ kJ/kg}$، $w_{pump,in} = 3.0 \text{ kJ/kg}$، $w_{turb,out} = 713 \text{ kJ/kg}$، $q_{out} = 2019 \text{ kJ/kg}$ و $eta_{th} = 26.0$ درصد.

(الف) فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ آیزنتروپیک (هم‌آنتروپی) هستند ($s_1 = s_2$، $s_3 = s_4$)؛ بنابراین، هیچ‌گونه برگشت‌ناپذیری داخلی یا خارجی در آن‌ها وجود ندارد، یعنی:

$$x_{\text{dest},12} = 0 \quad \text{and} \quad x_{\text{dest},34} = 0$$

فرآیندهای ۲-۳ و ۴-۱ به ترتیب فرآیندهای دریافت و دفع گرما در فشار ثابت هستند و از نظر داخلی برگشت‌پذیرند. اما انتقال گرما میان سیال کاری و منبع یا چاه حرارتی، با وجود اختلاف دمای مشخصی (غیرصفر) رخ می‌دهد که باعث می‌شود هر دو فرآیند برگشت‌ناپذیر باشند. میزان برگشت‌ناپذیریِ مربوط

به هر فرآیند، با استفاده از معادله ۱۰-۱۹ تعیین می‌شود. آنتروپی بخار در هر حالت، از طریق جداول بخار به دست می‌آید:

$$s_2 = s_1 = s_{f@75\,\text{kPa}} = 1.2132\ \text{kJ/kg·K}$$
$$s_4 = s_3 = 6.7450\ \text{kJ/kg·K} \qquad (\text{at } 3\ \text{MPa}, 350°\text{C})$$

Thus,

$$x_{\text{dest},23} = T_0\left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{in},23}}{T_{\text{source}}}\right)$$
$$= (300\ \text{K})\left[(6.7450 - 1.2132)\ \text{kJ/kg·K} - \frac{2729\ \text{kJ/kg}}{800\ \text{K}}\right]$$
$$= \mathbf{636\ kJ/kg}$$

بنابراین، برگشت‌ناپذیری چرخه عبارت است از

$$x_{\text{dest,cycle}} = x_{\text{dest},12} + x_{\text{dest},23} + x_{\text{dest},34} + x_{\text{dest},41}$$
$$= 0 + 636\ \text{kJ/kg} + 0 + 360\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{996\ kJ/kg}$$

کل اکسرژی ازدست‌رفته (تخریب‌شده) در طول چرخه را می‌توان از طریق معادله ۱۰–۲۱ نیز تعیین کرد. توجه داشته باشید که بیشترین میزان تخریب اکسرژی در چرخه، در طی فرآیند دریافت گرما (افزودن گرما) رخ می‌دهد. بنابراین، هرگونه تلاشی برای کاهش تخریب اکسرژی باید از همین فرآیند آغاز شود. برای نمونه، افزایش دمای بخار در ورودی توربین، موجب کاهش اختلاف دما و در نتیجه کاهش تخریب اکسرژی خواهد شد.

(ب) بازده قانون دوم به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergy recovered}}{\text{Exergy expended}} = \frac{x_{\text{recovered}}}{x_{\text{expended}}} = 1 - \frac{x_{\text{destroyed}}}{x_{\text{expended}}}$$

در اینجا، اگزرژی صرف‌شده برابر است با محتوای اگزرژیِ گرمای داده‌شده به بخار در بویلر (که همان پتانسیل انجام کارِ آن است) به علاوهٔ ورودیِ پمپ؛ و اگزرژی بازیافت‌شده نیز برابر است با کارِ خروجیِ توربین:

$$x_{\text{heat,in}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)q_{\text{in}} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{800\ \text{K}}\right)(2729\ \text{kJ/kg}) = 1706\ \text{kJ/kg}$$
$$x_{\text{expended}} = x_{\text{heat,in}} + x_{\text{pump,in}} = 1706 + 3.0 = 1709\ \text{kJ/kg}$$
$$x_{\text{recovered}} = w_{\text{turbine,out}} = 713\ \text{kJ/kg}$$

ا جایگزینی، راندمان قانون دوم این نیروگاه تعیین شده است

$$\eta_{II} = \frac{x_{recovered}}{x_{expended}} = \frac{713\ kJ/kg}{1709\ kJ/kg} = 0.417 \quad or \quad \mathbf{41.7\%}$$

بحث راندمان قانون دوم را می‌توان با استفاده از داده‌های تخریب اگزرژی نیز تعیین کرد،

$$\eta_{II} = 1 - \frac{x_{destroyed}}{x_{expended}} = 1 - \frac{996\ kJ/kg}{1709\ kJ/kg} = 0.417 \quad or \quad 41.7\%$$

همچنین، سیستم مورد نظر شامل کوره و کندانسور است؛ از این رو، اتلاف اگزرژیِ ناشی از انتقال حرارتِ مرتبط با کوره و کندانسور، در محاسبات لحاظ شده است.

۸–۱۰ ■ تولید همزمان

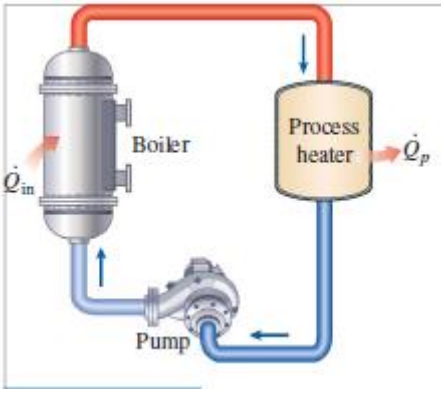
در تمام چرخه‌هایی که تاکنون مورد بحث قرار گرفته‌اند، تنها هدف تبدیل بخشی از گرمای منتقل شده به سیال عامل به کار بوده است که ارزشمندترین شکل انرژی است. بخش باقیمانده گرما به رودخانه‌ها، دریاچه‌ها، اقیانوس‌ها یا جوّ به عنوان «گرمای تلف‌شده» (waste heat) رها می‌شود، زیرا کیفیت (یا عیار) آن چنان پایین است که کاربرد عملی ندارد. هدر رفتن مقدار زیادی گرما، بهایی است که باید برای تولید «کار» بپردازیم؛ چرا که کار الکتریکی یا مکانیکی تنها شکلی از انرژی است که بسیاری از تجهیزات مهندسی (مانند یک فن) می‌توانند با آن کار کنند.

با این حال، بسیاری از سیستم‌ها یا تجهیزات به ورودی انرژی به شکل گرما نیاز دارند که به آن «گرمای فرآیندی» (process heat) گفته می‌شود. برخی از صنایعی که وابستگی شدیدی به گرمای فرآیندی دارند عبارتند از: صنایع شیمیایی، صنایع خمیر و کاغذ، تولید و پالایش نفت، فولادسازی، صنایع غذایی و صنایع نساجی. در این صنایع، گرمای فرآیندی معمولاً توسط بخاری با فشار ۵ تا ۷ اتمسفر و دمای ۱۵۰ تا ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد (۳۰۰ تا ۴۰۰ درجه فارنهایت) تأمین می‌شود. انرژی معمولاً از طریق سوزاندن زغال‌سنگ، نفت، گاز طبیعی یا سوختی دیگر در یک کوره، به بخار منتقل می‌گردد.

حال بیایید عملکرد یک واحد تأمین گرمای فرآیندی را به دقت بررسی کنیم. با صرف‌نظر از تلفات حرارتی در لوله‌کشی‌ها، تمام گرمایی که در دیگ بخار (بویلر) به بخار منتقل می‌شود، در واحدهای گرمایش فرآیندی مورد استفاده قرار می‌گیرد؛ همان‌طور که در شکل ۱۰-۲۲ نشان داده شده است. بنابراین، به نظر می‌رسد که گرمایش فرآیندی یک فرآیند ایده‌آل است که عملاً هیچ‌گونه اتلاف انرژی‌ای در آن وجود ندارد. اما از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، اوضاع چندان هم ایده‌آل به نظر نمی‌رسد.

دما در کوره‌ها معمولاً بسیار بالا (حدود ۱۴۰۰ درجه سانتی‌گراد) است و در نتیجه، انرژی موجود در کوره از کیفیت بسیار بالایی برخوردار است. این انرژی باکیفیت به آب منتقل می‌شود تا بخاری با دمای حدود

۲۰۰ درجه سانتی‌گراد یا کمتر تولید کند (که یک فرآیند به‌شدت برگشت‌ناپذیر است). طبیعتاً، این برگشت‌ناپذیری با اتلاف «اگزرژی» (exergy) یا همان «پتانسیل انجام کار» همراه است. به هیچ وجه منطقی نیست که از انرژی باکیفیت برای انجام کاری استفاده کنیم که می‌توان آن را با انرژی کم‌کیفیت‌تر نیز به انجام رساند.

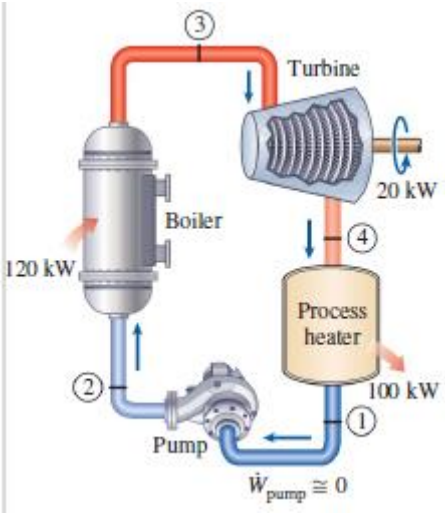


شکل ۱۰–۲۲ یک تأسیسات ساده گرمایش فرآیند.

صنایعی که مقادیر زیادی گرمای فرآیندی مصرف می‌کنند، معمولاً مقادیر زیادی انرژی الکتریکی نیز به کار می‌گیرند. بنابراین، استفاده از پتانسیل کاریِ موجود برای تولید توان — به‌جای هدر دادن آن — هم از نظر اقتصادی و هم از دیدگاه مهندسی، منطقی است. نتیجه، نیروگاهی است که ضمن تأمین گرمای مورد نیاز برای فرآیندهای صنعتی خاص، برق نیز تولید می‌کند. به چنین نیروگاهی، «نیروگاه تولید هم‌زمان» (Cogeneration plant) گفته می‌شود. به‌طور کلی، تولید هم‌زمان عبارت است از تولید بیش از یک نوع انرژی مفید (مانند گرمای فرآیندی و توان الکتریکی) از یک منبع انرژی واحد.

در یک نیروگاه تولید هم‌زمان، می‌توان از چرخه توربین بخار (رنکین)، چرخه توربین گاز (برایتون) و یا حتی چرخه ترکیبی (که بعداً به آن پرداخته خواهد شد) به‌عنوان چرخه تولید توان استفاده کرد. طرح شماتیک یک نیروگاه تولید هم‌زمانِ ایده‌آل با توربین بخار، در شکل ۱۰-۲۳ نشان داده شده است. فرض کنید قرار است این نیروگاه، گرمای فرآیندی Q_p را با فشار ۵۰۰ کیلوپاسکال و نرخ ۱۰۰ کیلووات تأمین کند. برای برآورده کردن این نیاز، بخار در توربین تا فشار ۵۰۰ کیلوپاسکال منبسط می‌شود و توانی با نرخ (مثلاً) ۲۰ کیلووات تولید می‌کند. دبی (نرخ جریان) بخار را می‌توان به‌گونه‌ای تنظیم کرد که بخار هنگام خروج از بخش تأمین گرمای فرآیندی، به‌صورت مایع اشباع در فشار ۵۰۰ کیلوپاسکال باشد. سپس بخار توسط پمپ به فشار بویلر (دیگ بخار) رسانده شده و در بویلر تا حالت ۳ گرم می‌شود. کارِ پمپ

معمولاً بسیار ناچیز است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد. با فرض عدم وجود تلفات حرارتی، نرخ گرمای ورودی به بویلر — که از طریق موازنه انرژی محاسبه می‌شود — برابر با ۱۲۰ کیلووات خواهد بود.



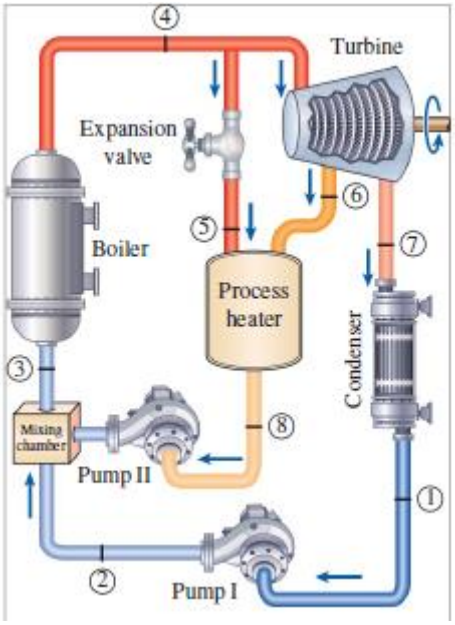
شکل ۱۰–۲۳ یک نیروگاه تولید همزمان ایده‌آل.

شاید بارزترین ویژگی نیروگاه تولید هم‌زمانِ ایده‌آل با توربین بخار (که در شکل ۱۰-۲۳ نشان داده شده)، نبودِ کندانسور (چگالنده) باشد. بدین ترتیب، هیچ گرمایی به‌عنوان «گرمای تلف‌شده» از این نیروگاه دفع نمی‌شود. به عبارت دیگر، تمام انرژی‌ای که در بویلر به بخار منتقل شده است، یا صرفِ تأمین گرمای فرآیندی می‌شود و یا به توان الکتریکی تبدیل می‌گردد. بنابراین، تعریفِ یک «ضریب بهره‌برداری» ($epsilon_u$) برای نیروگاه تولید هم‌زمان، امری مناسب است که به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\epsilon_u = \frac{\text{Net power output + Process heat delivered}}{\text{Total heat input}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{in}} \qquad (10\text{–}23)$$

or

$$\epsilon_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \qquad (10\text{–}24)$$

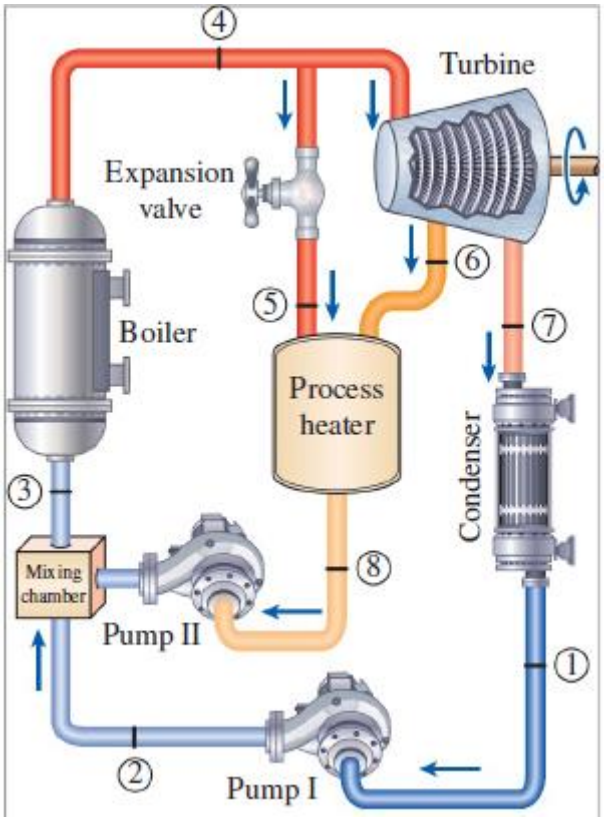


شکل ۱۰–۲۴ یک نیروگاه تولید هم‌زمان با بارهای قابل‌تنظیم.

که در آن $\dot{Q}_{out}\$ نشان‌دهنده گرمای دفع‌شده در کندانسور است. به بیان دقیق‌تر، $\dot{Q}_{out}\$ شامل تمام تلفات گرمایی ناخواسته از لوله‌کشی و سایر اجزا نیز می‌شود، اما از آنجا که این مقادیر معمولاً ناچیز هستند، از آن‌ها صرف‌نظر می‌شود. همچنین، هنگامی که «ضریب بهره‌برداری» بر اساس «ارزش حرارتی» سوخت تعریف شود، این مقدار شامل ناکارآمدی‌های احتراق — نظیر احتراق ناقص و تلفات دودکش — نیز می‌گردد. ضریب بهره‌برداری در یک نیروگاه تولید همزمان (کوژنراسیون) ایده‌آل با توربین بخار، طبیعتاً ۱۰۰ درصد است. در نیروگاه‌های تولید همزمان واقعی، این ضریب می‌تواند به ۸۰ درصد برسد؛ در برخی از نیروگاه‌های جدیدتر، حتی مقادیر بالاتری نیز مشاهده می‌شود.

توجه داشته باشید که بدون وجود توربین، برای تأمین گرمای مورد نیاز بخار در بویلر، تنها به ۱۰۰ کیلووات توان حرارتی نیاز داشتیم (به‌جای ۱۲۰ کیلووات). آن ۲۰ کیلووات گرمای اضافی که به سیستم داده شده، به کار (انرژی مکانیکی) تبدیل می‌شود. بنابراین، یک نیروگاه تولید همزمان را می‌توان معادل ترکیبی از یک واحد تأمین گرمای فرآیندی و یک نیروگاه برق با بازده حرارتی ۱۰۰ درصد دانست.

نیروگاه تولید همزمان ایده‌آل با توربین بخار که شرح داده شد، در عمل قابل استفاده نیست؛ زیرا نمی‌تواند خود را با تغییرات بارِ برق و بارِ گرمای فرآیندی تطبیق دهد. طرح شماتیک یک نیروگاه تولید همزمانِ کاربردی‌تر (و البته پیچیده‌تر) در شکل ۱۰-۲۴ نشان داده شده است. در شرایط کارکرد عادی، بخشی از بخار در یک فشار میانیِ از پیش تعیین‌شده (مانند $P_6$$) از توربین استخراج می‌شود. باقی‌مانده بخار تا رسیدن به فشار کندانسور ($P_7$$) منبسط شده و سپس در فشاری ثابت، سرد می‌شود.



شکل ۱۰–۲۴ یک نیروگاه تولید همزمان با بارهای قابل‌تنظیم.

گرمای دفع‌شده از کندانسور، همان گرمای تلف‌شده (هدررفته) در چرخه محسوب می‌شود. در مواقعی که تقاضا برای گرمای فرآیندی بالاست، تمام بخار به سمت واحدهای گرمایشی فرآیند هدایت می‌شود و هیچ‌بخشی به کندانسور نمی‌رود ($\dot{m}_7 = 0$). در این حالت، گرمای تلف‌شده برابر با صفر است. اگر این مقدار کافی نباشد، بخشی از بخارِ خروجی از بویلر توسط یک شیر انبساط یا شیر کاهش فشار (PRV) تا فشار استخراج (P_6) منبسط شده و به سمت واحد گرمایشی فرآیند فرستاده می‌شود. حداکثر ظرفیت گرمایشی فرآیند زمانی حاصل می‌شود که تمام بخارِ خروجی از بویلر از شیر انبساط عبور کند ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$). در این حالت، هیچ‌گونه توان الکتریکی تولید نمی‌شود. هنگامی که تقاضایی برای گرمای فرآیندی وجود ندارد، تمام بخار از توربین و کندانسور عبور می‌کند ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$) و نیروگاه تولید همزمان به عنوان یک نیروگاه بخار معمولی عمل می‌کند. مقادیر نرخ گرمای ورودی، گرمای دفع‌شده و گرمای فرآیندی تأمین‌شده، و همچنین توان تولیدشده برای این نیروگاه تولید همزمان را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad \text{(10–25)}$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad \text{(10–26)}$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad \text{(10–27)}$$

$$\dot{W}_{\text{turb}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad \text{(10–28)}$$

در شرایط بهینه، یک نیروگاه تولید همزمان (Cogeneration)، نمونه‌ای مشابه همان نیروگاه ایده‌آلی است که پیش‌تر مورد بحث قرار گرفت. بدین معنا که تمام بخار در توربین تا فشار استخراج منبسط شده و سپس به واحد گرمایش فرآیندی هدایت می‌شود. در این حالت، هیچ بخاری از شیر انبساط یا کندانسور عبور نمی‌کند؛ در نتیجه، هیچ‌گونه گرمای تلف‌شده‌ای به محیط دفع نمی‌شود (در اینجا: $\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ و $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$). دستیابی به چنین وضعیتی در عمل دشوار است، زیرا بارهای حرارتی فرآیندی و بارهای الکتریکی دائماً در حال تغییر هستند. با این حال، نیروگاه باید به‌گونه‌ای طراحی شود که در بیشتر مواقع، شرایط عملکردی آن به حالت بهینه نزدیک باشد.

تاریخچه استفاده از سیستم‌های تولید همزمان به اوایل قرن گذشته بازمی‌گردد؛ زمانی که نیروگاه‌ها در دل جوامع شهری ادغام می‌شدند تا «گرمایش منطقه‌ای» (District Heating) — شامل تأمین گرمایش فضا، آب گرم، و حرارت مورد نیاز فرآیندها برای ساختمان‌های مسکونی و تجاری — را فراهم کنند.

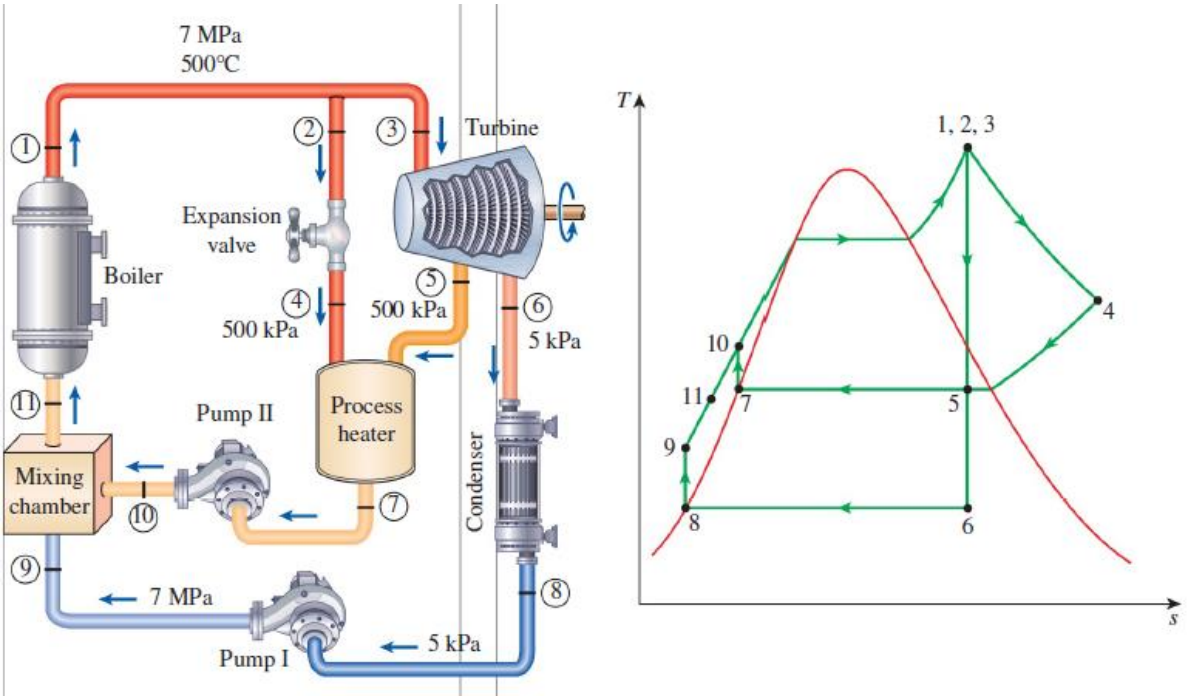
سیستم‌های گرمایش منطقه‌ای در دهه ۱۹۴۰، به دلیل پایین بودن قیمت سوخت، محبوبیت خود را از دست دادند. اما با افزایش سریع قیمت سوخت در دهه ۱۹۷۰، توجه دوباره‌ای به سیستم‌های گرمایش منطقه‌ای معطوف شد.

نیروگاه‌های تولید همزمان از نظر اقتصادی بسیار جذاب ظاهر شده‌اند. از این رو، در سال‌های اخیر تعداد بیشتری از این نیروگاه‌ها احداث شده و روند نصب و راه‌اندازی آن‌ها همچنان ادامه دارد.

مثال ۱۰-۸ یک نیروگاه تولید همزمان ایده‌آل

نیروگاه تولید همزمان نشان داده شده در شکل ۱۰-۲۵ را در نظر بگیرید. بخار با فشار ۷ مگاپاسکال و دمای ۵۰۰ درجه سانتیگراد وارد توربین می‌شود. مقداری بخار با فشار ۵۰۰ کیلوپاسکال برای گرمایش فرآیند از توربین خارج می‌شود. بخار باقیمانده همچنان تا ۵ کیلوپاسکال منبسط می‌شود. سپس بخار با فشار ثابت متراکم شده و تا فشار دیگ بخار ۷ مگاپاسکال پمپ می‌شود. در مواقع نیاز زیاد به گرمای فرآیند، مقداری از بخار خروجی از دیگ بخار تا ۵۰۰ کیلوپاسکال تنظیم شده و به گرمکن فرآیند هدایت

می‌شود. کسرهای استخراج طوری تنظیم می‌شوند که بخار به عنوان یک مایع اشباع با فشار ۵۰۰ کیلوپاسکال از گرمکن فرآیند خارج شود. متعاقباً تا ۷ مگاپاسکال پمپ می‌شود. سرعت جریان جرمی بخار از طریق دیگ بخار ۱۵ کیلوگرم بر ثانیه است. صرف نظر از هرگونه افت فشار و تلفات حرارتی در لوله‌کشی و با فرض اینکه توربین و پمپ آیزنتروپیک هستند، (الف) حداکثر نرخی که می‌توان گرمای فرآیند را تامین کرد، (ب) توان تولید شده و ضریب استفاده زمانی که هیچ گرمای فرآیندی تامین نمی‌شود، و (ج) نرخ تامین گرمای فرآیند زمانی که ۱۰ درصد بخار قبل از ورود به توربین استخراج می‌شود و ۷۰ درصد بخار با فشار ۵۰۰ کیلوپاسکال برای گرمایش فرآیند از توربین استخراج می‌شود را تعیین کنید.



شکل ۱۰–۲۵ طرح شماتیک و نمودار T-s مربوط به مثال ۱۰–۸.

راه‌حل: یک نیروگاه تولید همزمان (هم‌تولیدی) مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این مسئله باید موارد زیر تعیین شوند: حداکثر نرخ تأمین گرمای فرآیند؛ توان تولیدی و ضریب بهره‌برداری در حالتی که هیچ‌گونه گرمای فرآیندی تأمین نمی‌شود؛ و نرخ تأمین گرمای فرآیند در حالتی که بخار با نسبت‌های مشخصی از خط بخار و توربین استخراج می‌شود.

فرضیات: ۱. شرایط کاری پایدار (مانا) برقرار است. ۲. افت فشار و تلفات حرارتی در لوله‌کشی‌ها ناچیز است. ۳. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز هستند.

تحلیل: طرحواره نیروگاه تولید همزمان و نمودار T-s چرخه در شکل ۱۰-۲۵ نشان داده شده‌اند. این نیروگاه بر اساس یک چرخه ایده‌آل عمل می‌کند؛ بنابراین پمپ‌ها و توربین‌ها آیزنتروپیک (هم‌آنتروپی)

هستند، هیچ‌گونه افت فشاری در بویلر، گرم‌کن فرآیند و کندانسور وجود ندارد، و بخار هنگام خروج از کندانسور و گرم‌کن فرآیند به صورت مایع اشباع است. کار ورودی به پمپ‌ها و آنتالپی‌ها در حالت‌های مختلف به شرح زیر می‌باشند:

$$w_{\text{pump I,in}} = \upsilon_8(P_9 - P_8) = (0.001005\ \text{m}^3\ \text{kg})[(7000 - 5)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7.03\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{pump II,in}} = \upsilon_7(P_{10} - P_7) = (0.001093\ \text{m}^3\ \text{kg})[(7000 - 500)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7.10\ \text{kJ/kg}$$
$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3411.4\ \text{kJ/kg}$$
$$h_5 = 2739.3\ \text{kJ/kg}$$
$$h_6 = 2073.0\ \text{kJ/kg}$$
$$h_7 = h_{f\,@\,500\ \text{kPa}} = 640.09\ \text{kJ/kg}$$
$$h_8 = h_{f\,@\,5\ \text{kPa}} = 137.75\ \text{kJ/kg}$$
$$h_9 = h_8 + w_{\text{pump I,in}} = (137.75 + 7.03)\ \text{kJ/kg} = 144.78\ \text{kJ/kg}$$
$$h_{10} = h_7 + w_{\text{pump II,in}} = (640.09 + 7.10)\ \text{kJ/kg} = 647.19\ \text{kJ/kg}$$

(الف) حداکثر نرخ گرمای فرآیند زمانی حاصل می‌شود که تمام بخار خروجی از دیگ بخار خفه شده و به گرمکن فرآیند ارسال شود و هیچ بخاری به توربین ارسال نشود (یعنی، $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s و $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$). بنابراین،

$$\dot{Q}_{p,\max} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15\ \text{kg/s})[(3411.4 - 640.09)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{41{,}570\ kW}$$

ضریب بهره‌برداری در این حالت ۱۰۰ درصد است زیرا هیچ گرمایی در کندانسور دفع نمی‌شود، تلفات حرارتی از لوله‌کشی و سایر اجزا ناچیز فرض می‌شود و تلفات احتراق در نظر گرفته نمی‌شود. (ب) وقتی هیچ گرمای فرآیندی تأمین نمی‌شود، تمام بخار خروجی از دیگ بخار از توربین عبور می‌کند و تا فشار کندانسور ۵ کیلو پاسکال منبسط می‌شود (یعنی، $\dot{m}_1 = \dot{m}_6 = \dot{m}_3 = 15$ kg/s و $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). حداکثر توان در این حالت تولید می‌شود که برابر است با

$$\dot{W}_{\text{turb,out}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15\ \text{kg/s})[(3411.4 - 2073.0)\ \text{kJ/kg}] = 20{,}076\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{pump,in}} = (15\ \text{kg/s})(7.03\ \text{kJ/kg}) = 105\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{net,out}} = \dot{W}_{\text{turb,out}} - \dot{W}_{\text{pump,in}} = (20{,}076 - 105)\ \text{kW} = 19{,}971\ \text{kW} \cong \mathbf{20.0\ MW}$$
$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15\ \text{kg/s})[(3411.4 - 144.78)\ \text{kJ/kg}] = 48{,}999\ \text{kW}$$

Thus,

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{(19{,}971 + 0)\ \text{kW}}{48{,}999\ \text{kW}} = 0.408 \text{ or } \mathbf{40.8\%}$$

یعنی، ۴۰.۸ درصد از انرژی برای یک هدف مفید استفاده می‌شود. توجه داشته باشید که ضریب استفاده در این مورد معادل راندمان حرارتی است. (ج) با صرف نظر از هرگونه تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل، موازنه انرژی روی گرمکن فرآیند به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$
$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p,\text{out}} + \dot{m}_7 h_7$$

or

$$\dot{Q}_{p,\text{out}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

where

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15\ \text{kg/s}) = 1.5\ \text{kg/s}$$
$$\dot{m}_5 = (0.7)(15\ \text{kg/s}) = 10.5\ \text{kg/s}$$
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12\ \text{kg/s}$$

Thus

$$\dot{Q}_{p,\text{out}} = (1.5\ \text{kg/s})(3411.4\ \text{kJ/kg}) + (10.5\ \text{kg/s})(2739.3\ \text{kJ/kg}) - (12\ \text{kg/s})(640.09\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{26.2\ MW}$$

بحث: توجه داشته باشید که ۲۶.۲ مگاوات از گرمای منتقل‌شده در گرم‌کنِ فرآیند (process heater) مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین می‌توان نشان داد که در این حالت، ۱۱.۰ مگاوات توان تولید می‌شود و نرخ ورود گرما به بویلر برابر با ۴۳.۰ مگاوات است. بنابراین، ضریب بهره‌برداری ۸۶.۵ درصد است.

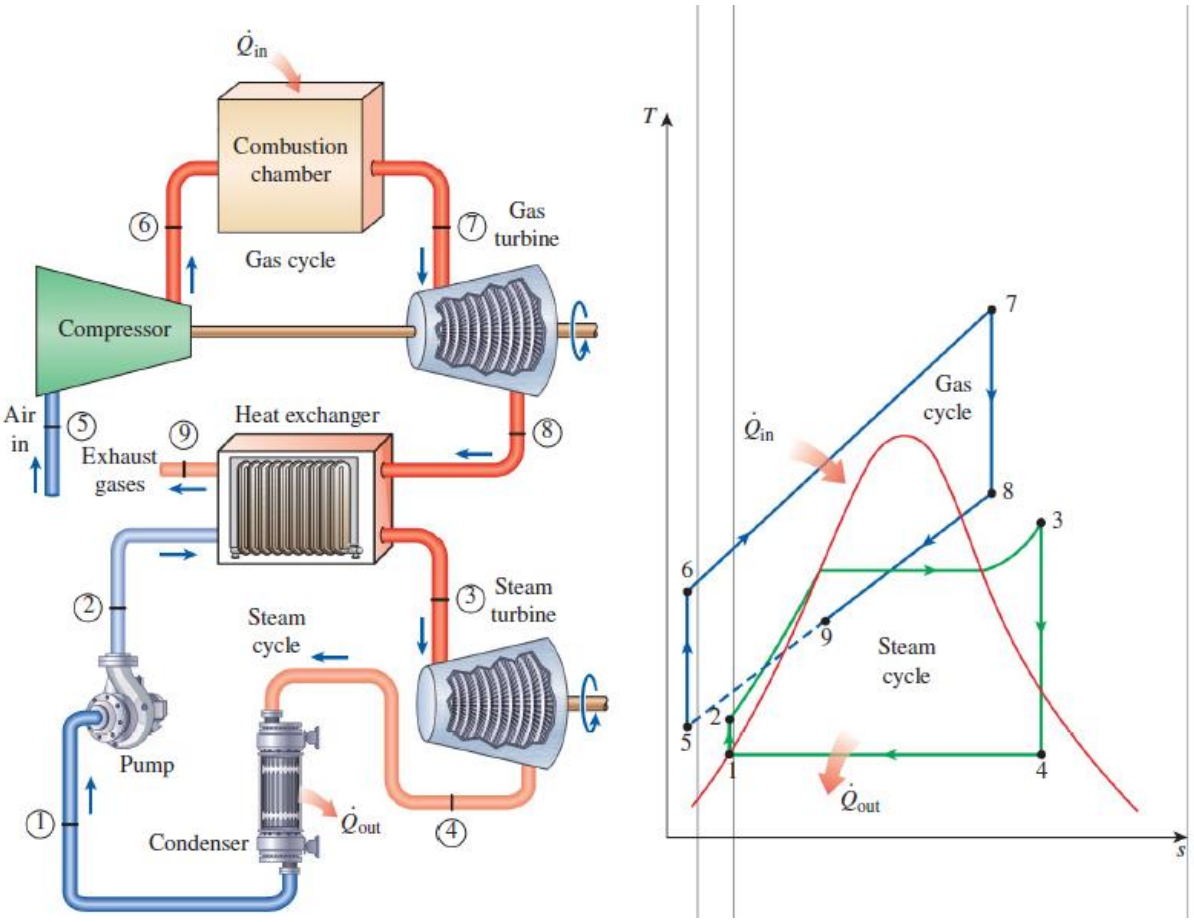
۱۰–۹ ■ چرخه‌های ترکیبی توان گاز–بخار

تلاش مداوم برای دستیابی به بازده‌های حرارتی بالاتر، منجر به ایجاد اصلاحاتی نوآورانه در نیروگاه‌های متعارف شده است. چرخه بخار دوتایی (Binary vapor cycle) — که بعداً به آن خواهیم پرداخت — یکی از این نوع اصلاحات است. روشی که رواج بیشتری یافته، قرار دادن یک چرخه توان گازی در بالادستِ یک چرخه توان بخاری است که به آن «چرخه ترکیبی گاز–بخار» یا به اختصار «چرخه ترکیبی» می‌گویند. مهم‌ترین نوع چرخه ترکیبی، قرارگیری چرخه توربین گاز (برایتون) در بالادستِ چرخه توربین بخار (رانکین) است؛ این ترکیب بازده حرارتی بالاتری نسبت به هر یک از این چرخه‌ها به صورت جداگانه دارد.

چرخه‌های توربین گاز معمولاً در دماهایی بسیار بالاتر از چرخه‌های بخار کار می‌کنند. حداکثر دمای سیال در ورودی توربین، در نیروگاه‌های بخار مدرن حدود ۶۲۰ درجه سلسیوس (۱۱۵۰ درجه فارنهایت) است، در حالی که در نیروگاه‌های توربین گاز به بیش از ۱۴۲۵ درجه سلسیوس (۲۶۰۰ درجه فارنهایت) می‌رسد. در خروجی محفظه احتراق موتورهای توربوجت، این دما حتی از ۱۵۰۰ درجه سلسیوس نیز فراتر می‌رود. امکان استفاده از دماهای بالاتر در توربین‌های گاز، به لطف پیشرفت‌هایی در زمینه خنک‌کاری پره‌های توربین و پوشش‌دهی آن‌ها با مواد مقاوم در برابر دمای بالا (مانند سرامیک‌ها) فراهم شده است. از آنجا که میانگین دمای دریافت گرما در چرخه‌های توربین گاز بالاتر است، این چرخه‌ها پتانسیل بیشتری برای دستیابی به بازده‌های حرارتی بالاتر دارند. با این حال، چرخه‌های توربین گاز یک عیب ذاتی دارند: گاز در دمایی بسیار بالا (معمولاً بیش از ۵۰۰ درجه سلسیوس) از توربین خارج می‌شود که این امر باعث از بین رفتنِ تمامِ مزایای احتمالیِ افزایش بازده حرارتی می‌گردد. اگرچه می‌توان با استفاده از روش «بازیافت گرما» (Regeneration) وضعیت را تا حدی بهبود بخشید، اما این بهبود محدود است.

از دیدگاه مهندسی، منطقی است که از ویژگی‌های بسیار مطلوب چرخه توربین گاز در دماهای بالا بهره‌برداری کنیم و از گازهای خروجیِ داغ، به عنوان منبع انرژی برای یک چرخه دیگر (چرخه پایین‌دست) — نظیر چرخه توان بخار — استفاده نماییم. نتیجه این کار، یک «چرخه ترکیبی گاز–بخار» است که در شکل ۱۰–۲۶ نشان داده شده است. در این چرخه، انرژی از گازهای خروجی بازیافت شده و از طریق یک مبدل حرارتی — که نقش بویلر (دیگ بخار) را ایفا می‌کند — به بخار منتقل می‌شود. به‌طور کلی، برای تأمین گرمای کافی برای بخار، به بیش از یک توربین گاز نیاز است. همچنین، چرخه بخار ممکن است شامل بازیافت گرما (ریجنریشن) و نیز گرمایش مجدد (ری‌هیتینگ) باشد. انرژی مورد نیاز برای فرآیند گرمایش مجدد را می‌توان از طریق سوزاندن سوخت اضافی در گازهای خروجی که سرشار از اکسیژن هستند، تأمین کرد. پیشرفت‌ها در فناوری توربین‌های گاز، چرخه‌های ترکیبی گاز-بخار را از نظر اقتصادی بسیار جذاب کرده است. چرخه ترکیبی، بازده را بدون افزایش چشمگیر هزینه‌های اولیه، ارتقا

می‌دهد. در نتیجه، بسیاری از نیروگاه‌های جدید بر اساس چرخه ترکیبی کار می‌کنند و بسیاری از نیروگاه‌های موجود (که از نوع بخار یا توربین گاز هستند) نیز در حال تبدیل شدن به نیروگاه‌های چرخه ترکیبی می‌باشند. گزارش‌ها حاکی از آن است که در پی این تبدیل، بازده حرارتی به رقمی بسیار بالاتر از ۵۰ درصد می‌رسد.



شکل ۱۰–۲۶ نیروگاه ترکیبی گاز–بخار.

گزارش شده است که یک نیروگاه سیکل ترکیبی ۱۰۹۰ مگاواتی در «توهوکو» (Tohoku) - واقع در نیگاتای ژاپن که در سال ۱۹۸۵ به بهره‌برداری تجاری رسید - با بازده حرارتی ۴۴ درصد کار می‌کند. این نیروگاه دارای دو توربین بخار ۱۹۱ مگاواتی و شش توربین گازی ۱۱۸ مگاواتی است. گازهای داغ حاصل از احتراق با دمای ۱۱۵۴ درجه سانتی‌گراد وارد توربین‌های گازی می‌شوند و بخار با دمای ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد به توربین‌های بخار ورود پیدا می‌کند. بخار در کندانسور (چگالنده) توسط آب خنک‌کننده که میانگین دمای آن ۱۵ درجه سانتی‌گراد است، خنک می‌شود. کمپرسورها دارای نسبت فشار ۱۴ هستند و نرخ جریان جرمی هوا از میان آن‌ها ۴۴۳ کیلوگرم بر ثانیه است. یک نیروگاه سیکل ترکیبی ۱۳۵۰ مگاواتی که در سال ۱۹۸۸ توسط شرکت زیمنس در «آمبارلی» (Ambarli) ترکیه ساخته شد، نخستین

نیروگاه حرارتی تجاری در جهان است که در شرایط طراحی، به بازدهی ۵۲.۵ درصد دست یافته است. این نیروگاه شامل شش توربین گازی ۱۵۰ مگاواتی و سه توربین بخار ۱۷۳ مگاواتی است. نیروگاه دیگری که در سال ۲۰۱۱ توسط زیمنس در «ایرشینگ» (Irsching) آلمان احداث شد، با توان خروجی الکتریکی ۵۷۸ مگاوات، به بازده حرارتی ۶۰.۸ درصد رسید. در سال ۲۰۱۶، شرکت جنرال الکتریک (General Electric) برای نیروگاه سیکل ترکیبی خود در «بوشان» (Bouchain) فرانسه، بازدهی ۶۲.۲ درصد و توان خروجی ۵۹۴ مگاوات را گزارش کرد. هدف‌گذاری جدید برای بازده حرارتی، ۶۵ درصد است که به «حد کارنو» (Carnot limit) نزدیک می‌شود.

مثال ۱۰–۹: چرخه ترکیبی گاز–بخار

چرخه ترکیبی گاز–بخار نشان‌داده‌شده در شکل ۱۰–۲۷ را در نظر بگیرید. چرخه بالایی (topping cycle)، یک چرخه توربین گاز با نسبت فشار ۸ است. هوا با دمای ۳۰۰ کلوین وارد کمپرسور و با دمای ۱۳۰۰ کلوین وارد توربین می‌شود. بازده آیزنتروپیک کمپرسور ۸۰ درصد و بازده توربین گاز ۸۵ درصد است. چرخه پایینی (bottoming cycle)، یک چرخه رانکین ایده‌آل ساده است که بین محدوده فشاری ۷ مگاپاسکال و ۵ کیلوپاسکال کار می‌کند. بخار در یک مبدل حرارتی توسط گازهای خروجی تا دمای ۵۰۰ درجه سلسیوس گرم می‌شود. گازهای خروجی با دمای ۴۵۰ کلوین از مبدل حرارتی خارج می‌شوند. موارد زیر را تعیین کنید: (الف) نسبت دبی جرمی بخار به دبی جرمی گازهای احتراق، و (ب) بازده حرارتی چرخه ترکیبی.

حل: یک چرخه ترکیبی گاز–بخار در نظر گرفته شده است. هدف، تعیین نسبت دبی جرمی بخار به گازهای احتراق و همچنین بازده حرارتی چرخه است.

تحلیل: نمودارهای T-s مربوط به هر دو چرخه در شکل ۱۰–۲۷ ارائه شده‌اند. چرخه توربین گاز به‌تنهایی در مثال ۹–۶، و چرخه بخار در مثال ۱۰–b۸ تحلیل شده‌اند که نتایج آن‌ها به شرح زیر است:

Gas cycle:
$$h_{4'} = 880.36 \text{ kJ/kg} \quad (T_{4'} = 853 \text{ K})$$
$$q_{in} = 790.58 \text{ kJ/kg} \quad w_{net} = 210.41 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{th} = 26.6\%$$
$$h_{5'} = h_{@\ 450\ K} = 451.80 \text{ kJ/kg}$$

Steam cycle:
$$h_2 = 144.78 \text{ kJ/kg} \quad (T_2 = 33°C)$$
$$h_3 = 3411.4 \text{ kJ/kg} \quad (T_3 = 500°C)$$
$$w_{net} = 1331.4 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{th} = 40.8\%$$

(الف) نسبت نرخ‌های جریان جرمی از طریق موازنه انرژی بر روی مبدل حرارتی تعیین می‌شود:

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$
$$\dot{m}_g h_{5'} + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_g h_{4'} + \dot{m}_s h_2$$
$$\dot{m}_s(h_3 - h_2) = \dot{m}_g(h_{4'} - h_{5'})$$
$$\dot{m}_s(3411.4 - 144.78) = \dot{m}_g(880.36 - 451.80)$$

Thus,

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} = y = \mathbf{0.131}$$

یعنی، ۱ کیلوگرم گازهای خروجی اگزوز می‌تواند تنها ۰.۱۳۱ کیلوگرم بخار را از ۳۳ درجه سانتیگراد به ۵۰۰ درجه سانتیگراد گرم کند، زیرا از ۸۵۳ درجه سانتیگراد به ۴۵۰ درجه کلوین سرد می‌شوند. سپس کل کار خالص خروجی به ازای هر کیلوگرم گازهای احتراق برابر است با

$$\begin{aligned} w_{\text{net}} &= w_{\text{net,gas}} + y w_{\text{net,steam}} \\ &= (210.41 \text{ kJ/kg gas}) + (0.131 \text{ kg steam/kg gas})(1331.4 \text{ kJ/kg steam}) \\ &= 384.8 \text{ kJ/kg gas} \end{aligned}$$

بنابراین، به ازای هر کیلوگرم گازهای احتراق تولید شده، نیروگاه ترکیبی ۳۸۴.۸ کیلوژول کار تحویل می‌دهد. توان خالص خروجی نیروگاه با ضرب این مقدار در دبی جرمی سیال عامل در چرخه توربین گازی تعیین می‌شود. (ب) راندمان حرارتی چرخه ترکیبی از رابطه زیر تعیین می‌شود.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{384.8 \text{ kJ/kg gas}}{790.6 \text{ kJ/kg gas}} = 0.487 \text{ or } \mathbf{48.7\%}$$

بحث: توجه داشته باشید که این چرخه ترکیبی، ۴۸.۷ درصد از انرژیِ داده‌شده به گاز در محفظه احتراق را به کار مفید تبدیل می‌کند. این مقدار به‌مراتب بیشتر از بازده حرارتی چرخه توربین گاز (۲۶.۶ درصد) یا چرخه توربین بخار (۴۰.۸ درصد) است که به‌صورت مستقل عمل می‌کنند.

خلاصه

چرخه کارنو مدل مناسبی برای چرخه‌های توان بخار نیست، زیرا در عمل نمی‌توان آن را پیاده‌سازی کرد (یا به آن نزدیک شد). مدل مرجع برای چرخه‌های توان بخار، چرخه رانکین است که از چهار فرآیند برگشت‌پذیر داخلی تشکیل شده است:

افزایش گرما در فشار ثابت (در بویلر)، انبساط آنتروپی ثابت (در توربین)، دفع گرما در فشار ثابت (در کندانسور) و تراکم آنتروپی ثابت (در پمپ). بخار به صورت مایع اشباع و در فشار کندانسور، از آن خارج می‌شود.

بازده حرارتی چرخه رانکین را می‌توان از طریق افزایش میانگین دمایی که در آن گرما به سیال عامل منتقل می‌شود، و/یا کاهش میانگین دمایی که در آن گرما به محیط خنک‌کننده دفع می‌گردد، افزایش داد.

میانگین دما در مرحله دفع گرما را می‌توان با کاهش فشار خروجی توربین پایین آورد. به همین دلیل، فشار کندانسور در اکثر نیروگاه‌های بخار، بسیار کمتر از فشار اتمسفر است. میانگین دما در مرحله دریافت گرما را نیز می‌توان با افزایش فشار بویلر یا با فوق‌گرم کردن (سوپرهیت کردن) سیال تا دماهای بالا، افزایش داد. البته برای میزان فوق‌گرم کردن محدودیتی وجود دارد، زیرا دمای سیال نباید از حد مجازِ ایمن از نظر متالورژیکی (مقاومت فلزات) فراتر رود.

فوق‌گرم کردن مزیت دیگری نیز دارد و آن کاهش رطوبت بخار در خروجی توربین است. در مقابل، کاهش فشار خروجی توربین یا افزایش فشار بویلر، باعث افزایش رطوبت می‌شود. برای بهره‌مندی از بازده بالاتر در فشارهای بیشترِ بویلر و فشارهای کمترِ کندانسور، معمولاً بخار پس از انبساطِ جزئی در توربینِ فشار بالا، مجدداً گرم (بازگرمایش) می‌شود. این کار بدین صورت انجام می‌شود که بخار پس از انبساطِ بخشی در توربین فشار بالا استخراج شده، به بویلر بازگردانده می‌شود تا در فشار ثابت مجدداً گرم گردد، و سپس به توربین فشار پایین فرستاده می‌شود تا انبساط آن تا رسیدن به فشار کندانسور تکمیل شود. با افزایش تعداد مراحل انبساط و بازگرمایش، می‌توان میانگین دما در فرآیند بازگرمایش — و در نتیجه بازده حرارتی چرخه — را افزایش داد. با افزایش تعداد مراحل، فرآیندهای انبساط و بازگرمایش به یک فرآیند هم‌دما (ایزوترمال) در حداکثر دما نزدیک می‌شوند. بازگرمایش همچنین موجب کاهش رطوبت در خروجی توربین می‌گردد. یکی دیگر از روش‌های افزایش بازده حرارتی چرخه رانکین، «بازگرمایش» (یا بازیابی حرارت) است. در طی این فرایند، آب مایع (آب تغذیه) که از پمپ خارج می‌شود، توسط بخاری که در فشاری میانی از توربین گرفته شده است، در تجهیزاتی به نام «گرم‌کن‌های آب تغذیه» گرم می‌شود. در گرم‌کن‌های آب تغذیه از نوع «باز»، این دو جریان با یکدیگر مخلوط می‌شوند و مخلوط حاصل به صورت مایع اشباع و در فشارِ همان گرم‌کن، از آن خارج می‌گردد. در گرم‌کن‌های آب تغذیه از نوع «بسته»، گرما بدون آنکه اختلاطی صورت گیرد، از بخار به آب تغذیه منتقل می‌شود.

تولید بیش از یک نوع انرژی مفید (مانند گرمای مورد نیاز فرایندها و توان الکتریکی) از یک منبع انرژی واحد، «تولید هم‌زمان» (Cogeneration) نامیده می‌شود. نیروگاه‌های تولید هم‌زمان، ضمن تأمین گرمای مورد نیاز برای فرایندهای صنعتی خاص، توان الکتریکی نیز تولید می‌کنند. بدین ترتیب، بخش بیشتری از انرژیِ منتقل‌شده به سیال در بویلر، صرفِ مقاصد مفید می‌شود. آن بخش از انرژی که برای تأمین گرمای فرایند یا تولید توان به کار می‌رود، «ضریب بهره‌برداری» نیروگاه تولید هم‌زمان نامیده می‌شود.

بازده حرارتی کلی یک نیروگاه را می‌توان با استفاده از «چرخه ترکیبی» افزایش داد. رایج‌ترین نوع چرخه ترکیبی، چرخه ترکیبی گاز-بخار است که در آن، یک چرخه توربین گازی در محدوده دمای بالا و یک چرخه توربین بخاری در محدوده دمای پایین عمل می‌کنند. در این حالت، بخار توسط گازهای خروجیِ داغی که از توربین گازی خارج می‌شوند، گرم می‌گردد. چرخه‌های ترکیبی نسبت به چرخه‌های توربین بخاری یا توربین گازی که به تنهایی کار می‌کنند، از بازده حرارتی بالاتری برخوردارند.