

فصل ۳

نیروگاه‌های بخار

۱-۳ مقدمه

نیروگاه‌های بخاری^۲ یکی از مهمترین نیروگاه‌های حرارتی می‌باشند که در اکثر کشورها، از جمله ایران سهم بسیار زیادی را در تولید انرژی الکتریکی برعهده دارند، به طوری که سهم تولید این نوع نیروگاه‌ها در سال ۱۳۸۵، حدود ۳۴/۵٪ کل انرژی تولیدی کشورمان می‌باشد. از مهمترین نیروگاه‌ها در کشورمان می‌توان به نیروگاه‌های؛ شهید سلیمی نکا، شهید رجایی قزوین، شهید محمد منتظری اصفهان، رامین اهواز، اسلام‌آباد اصفهان، طوس مشهد، بعثت تهران، شهید منتظر قائم کرج، تبریز، بیستون کرمانشاه، مفتاح (غرب) همدان و بندرعباس اشاره کرد. مشخصات این نیروگاه‌ها به همراه دیگر نیروگاه‌های بخاری کشورمان در سال ۱۳۸۵، را می‌توان در جدول ۱-۳ مشاهده نمود.

²Steam Power Plant

جدول ۳-۱: مشخصات نیروگاه‌های بخار ایران (در سال ۱۳۸۵)

نیروگاه	محل جغرافیای	زمان بهره‌برداری	تعداد واحدها	قدرت نامی هر واحد MW	مجموع تولید MW
رامین	اهواز	۷۸-۱۳۵۸	۶	۳۱۵	۱۸۹۰
شهید سلیمی	نکا	۶۰-۱۳۵۸	۴	۴۴۰	۱۷۶۰
شهید منتظری	اصفهان	۷۸-۱۳۶۳	۸	۲۰۰	۱۶۰۰
شازند	اراک	۸۰-۱۳۷۹	۴	۳۲۵	۱۳۰۰
بندرعباس	بندرعباس	۶۴-۱۳۵۹	۴	۳۲۰	۱۲۸۰
شهید رجایی	قزوین	۱۳۷۱	۴	۲۵۰	۱۰۰۰
مفتح غرب	همدان	۱۳۷۳	۴	۲۵۰	۱۰۰۰
اسلام‌آباد	اصفهان	۶۷-۱۳۴۸	۵	2×320 1×120 $2 \times 37/5$	۸۳۵
تبریز	تبریز	۶۸-۱۳۶۵	۲	۳۶۸	۷۳۶
سهند	تبریز	۸۴-۱۳۸۳	۲	۳۲۵	۶۵۰
بیستون	کرمانشاه	۱۳۷۳	۲	۳۲۰	۶۴۰
شهید منتظر قائم	کرج	۵۲-۱۳۵۰	۴	۱۵۶/۲۵	۶۲۵
طوس	مشهد	۱۳۶۵	۴	۱۵۰	۶۰۰
شهید مدحج	اهواز	۱۳۵۴	۲	۱۴۵	۲۹۰
ایران‌شهر	ایران‌شهر	۸۱-۸۲ ۷۵-۷۶	۴	۶۴	۲۵۶
بهشت	تهران	۴۷-۱۳۴۶	۳	۸۲/۵	۲۴۷/۵
شهید بهشتی	لوشان	۱۳۵۲	۲	۱۲۰	۲۴۰
مشهد	مشهد	۱۳۵۳	۳	۴۰	۱۲۰
زرنند	کرمان	۱۳۵۲	۲	۳۰	۶۰
شهید فیروزی	تهران	۱۳۳۸	۴	۱۲/۵	۵۰

در این نیروگاه‌ها، از منابع انرژی فسیلی^۱ از قبیل؛ نفت، گاز طبیعی، مازوت و غیره یا سوخت‌های هسته‌ای^۲ از قبیل؛ اورانیوم و توریم [۲]^۳ استفاده می‌شود؛ به این ترتیب که از این سوخت‌ها جهت تبدیل انرژی حرارتی استفاده شده، سپس این انرژی به انرژی مکانیکی و در مرحله بعد به انرژی الکتریکی تبدیل می‌گردد. به عبارت دیگر، در این نیروگاه سه نوع تبدیل انرژی صورت می‌گیرد؛ اولین نوع، تبدیل انرژی شیمیایی (انرژی نهفته در سوخت) به انرژی حرارتی است که این تحول در وسیله‌ای به نام دیگ‌بخار^۴ صورت می‌پذیرد.

این تبدیل انرژی باعث می‌شود که آب ورودی به دیگ‌بخار تبدیل به بخار با دمای زیاد شود. دومین نوع، تبدیل انرژی حرارتی به انرژی مکانیکی است که این تحول در توربین^۵ نیروگاه صورت می‌گیرد و انرژی حرارتی نهفته در بخار

^۱fossile fuels^۲fissile fuels^۳thorium^۴Boiler^۵turbine

ورودی به توربین، تبدیل به انرژی مکانیکی چرخشی محور توربین می‌شود. سومین و آخرین نوع از تبدیل انرژی در نیروگاه‌های بخاری، تبدیل انرژی مکانیکی روتور به انرژی الکتریکی می‌باشد، که این تحول در ژنراتور نیروگاه‌ها صورت می‌گیرد. در نهایت، انرژی الکتریکی توسط خطوط انتقال به مصرف‌کنندگان منتقل می‌شود.

شکل ۱-۳ یک نیروگاه بخار سوخت فسیلی به مانند یک مبدل انرژی از سوخت تا برق با استفاده از آب را نشان می‌دهد. انرژی آزاد شده حاصل از سوخت جهت تولید بخار در فشار و دمای بالا، به آب در دیگ بخار (B) منتقل می‌گردد. سپس در توربین (T) به فشار پایین منبسط می‌گردد تا کار محور^۱ را تولید کند. بخار خارج شده از توربین در کندانسور (C)^۲ به صورت آب متراکم می‌شود. در کندانسور آب خنک‌کننده از دریا یا رودخانه گرمای ایجاد شده در مدت تراکم را به بیرون انتقال می‌دهد. در انتها، آب (متراکم شده) توسط پمپ (P)^۳ به دیگ بخار برمی‌گردد و سیکل ادامه پیدا می‌کند. از آنجایی که مایع در یک فرآیند تکراری^۴ قرار گرفته است، در مدت سیکل هیچ تغییری در انرژی درونی آن وجود نخواهد داشت ($\oint dE = 0$) و در نتیجه، انرژی شبکه^۵ که به صورت گرما به واحد جرمی^۶ مایع منتقل می‌شود برابر است با انرژی شبکه که به صورت کار توسط مایع انجام می‌شود [۲].

$$\sum_{cycle} Q_{net} = \sum_{cycle} W_{net} \quad \text{یا} \quad (1-3)$$

$$Q_1 - Q_2 = W_T - W_P$$

Q_1 = گرما منتقل شده به مایع برحسب kJ/kg

Q_2 = گرما دفع شده از مایع برحسب kJ/kg

W_T = کار گرفته شده از مایع برحسب kJ/kg

W_P = کار منتقل شده به مایع برحسب kJ/kg

بنابراین بازده سیکل به صورت زیر خواهد بود [۲]:

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{net}}{Q_1} = \frac{W_T - W_P}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-3)$$

¹shaft

²condensor

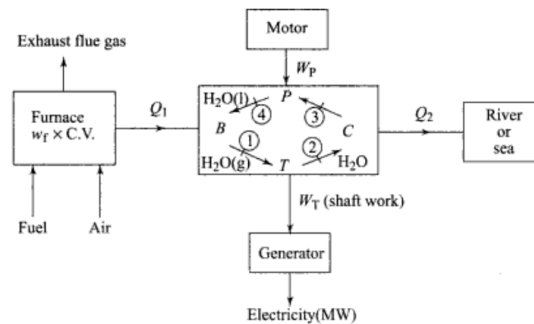
³pump

⁴cyclic process

⁵net energy

⁶unit mass

⁷rejected



شکل ۳-۱: نیروگاه بخار [۲]

۳-۲ سیکل ترمودینامیکی نیروگاه بخار

۳-۲-۱ مقدمه

تقریباً تمام سیستم‌هایی که انرژی ذخیره شده در سوخت را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کنند، دارای یک سیال در گردش سیکل هستند. این سیستم‌ها را می‌توان براساس نوع سیال در گردش به صورت زیر دسته‌بندی نمود:

الف) سیکل‌های قدرت گازی: سیستم‌های قدرتی هستند که در آن‌ها، سیال در گردش به صورت گاز است و تغییر فازی در سیکل صورت نمی‌گیرد. از مهمترین این سیستم‌ها می‌توان به توربین‌های گازی، موتورهای دیزلی و ... اشاره نمود. در این نوع سیکل‌ها معمولاً هوا و مواد سوختی در شرایط محیط و با نسبت معینی وارد سیستم می‌شود و پس از طی یک رشته تحول به صورت پس‌مانده‌ای احتراق از سیستم خارج می‌شوند. بدین ترتیب اگرچه این سیستم‌ها، یک سیکل مکانیکی را طی می‌کنند، ولی دارای یک سیکل کامل ترمودینامیکی نیستند و اصطلاحاً از نظر ترمودینامیکی به سیستم‌های باز مشهور هستند.

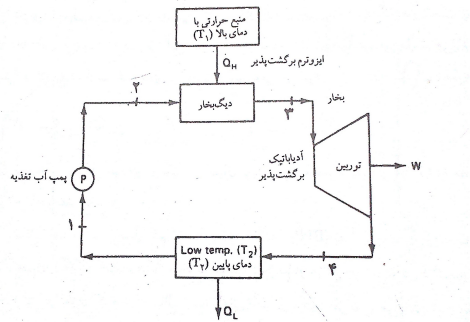
ب) سیکل‌های قدرت بخاری: سیستم‌های قدرتی هستند که در آن‌ها، سیال در گردش ضمن طی کردن سیکل، تغییر فاز می‌دهد و برخلاف سیکل‌های قدرت گازی، یک سیکل ترمودینامیکی را طی می‌کنند. این سیکل‌ها از نظر ترمودینامیکی یک سیکل بسته را تشکیل می‌دهند، که سیال در گردش، همواره در سیستم جریان دارد. سیالی که معمولاً مورد استفاده قرار می‌گیرد، آب است که به صورت دو فاز مایع و بخار در سیکل جریان می‌یابد. سیکل قدرت بخاری که در نیروگاه‌های بخاری استفاده می‌شود، سیکل رانکین است. قبل از تشریح سیکل رانکین نیروگاه بخار، باید سیکل ایده‌آل کارنو و دلایل عدم استفاده از آن در این نیروگاه‌ها را بررسی نماییم.

۲-۲-۳ سیکل کارنو با استفاده از بخار آب

همان‌طور که از مباحث ترمودینامیک می‌دانیم سیکل کارنو^۱، یک سیکل ایده‌آل است که بازده آن فقط به درجه حرارت‌های منابع گرم و سرد بستگی دارد و به سیال در گردش ارتباطی ندارد. حال باید دید که چرا چنین سیکلی که دارای بالاترین بازده است، برای سیال بخار آب قابل استفاده نمی‌باشد. بدین‌منظور، سیکل کارنو به همراه منحنی دما-آنترופی را مطابق شکل ۲-۳ و در نظر بگیرید. سیکل کارنو از چهار مرحله اصلی تشکیل شده است:

- ۱- یک فرآیند دما ثابت برگشت‌پذیر که گرما از یک منبع با دمای بالا به سیال منتقل می‌شود (تحول ۲-۳)^۲.
- ۲- یک فرآیند آدیاباتیک برگشت‌پذیر انبساطی که با انجام کار در توربین، دمای سیال از دمای منبع گرم به دمای منبع سرد کاهش می‌یابد (تحول ۳-۴)^۳.
- ۳- یک فرآیند دما ثابت برگشت‌پذیر که گرما از سیال، به منبع با دمای پایین منتقل می‌شود (تحول ۴-۱)^۴.
- ۴- یک فرآیند آدیاباتیک برگشت‌پذیر تراکمی که با انجام کار، دمای سیال از دمای منبع سرد به دمای منبع گرم افزایش می‌یابد (تحول ۱-۲)^۵.

هر یک از فرآیندهای فوق، به طور جداگانه برگشت‌پذیر هستند و از این رو، سیکل به طور کامل برگشت‌پذیر است. اما کاربرد سیکل کارنو با استفاده از سیال آب، عملی نمی‌باشد.



شکل ۲-۳: اجزای اصلی سیکل کارنو

دلایل غیرعملی بودن سیکل کارنو آن است که اولاً تحول ۴-۱ یک تحول دما ثابت و فشار ثابت است که در

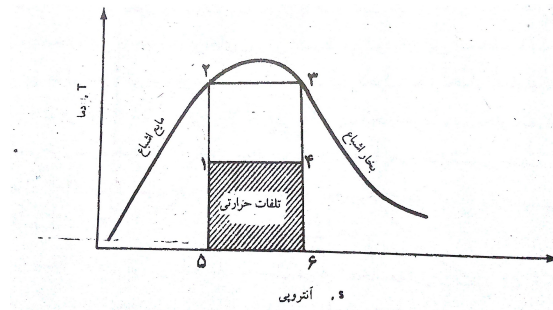
¹Carnot cycle

²reversible constant-temperature heat addition[3]

³reversible adiabatic expansion[3]

⁴reversible adiabatic heat rejection[3]

⁵reversible adiabatic comparission[3]



شکل ۳-۳: منحنی دما-آنترופی سیکل کارنو

کندانسور حاصل می‌گردد، اما نمی‌توان کیفیت نقطه (۱) را که سیال ورودی به پمپ تغذیه است کنترل نمود؛ زیرا اگر نقطه (۱) در محل مطلوب و موردنظر نباشد، فشردن بخار با آنترופی ثابت در پمپ تغذیه غیرممکن است. ثانیاً تراکم یک ماده در حالت دو فاز با شرط آنترופی ثابت (مثل ترکیب مایع-بخار در نقطه (۱) از سیکل کارنو) تحول مشکلی خواهد بود. ثالثاً امکان انتقال حرارت در دیگ بخار تحت یک تحول دما ثابت وجود ندارد؛ زیرا این کار مستلزم سطح انتقال حرارت بی‌نهایت می‌باشد. لذا همواره انتقال حرارت، فرآیندی برگشت‌ناپذیر تلقی می‌گردد.

سیکل کارنو یک سیکل ایده‌آل و غیرعملی است. با این حال می‌توان از آن به عنوان حد بالای بازده سیکل برای هر نیروگاه گرمایی^۱ استفاده نمود [۲].

حال به راحتی می‌توان بازده سیکل کارنو را محاسبه نمود. توجه کنید که تغییرات آنترופی در مدت تزریق و کاهش گرما از لحاظ اندازه ثابت است. بنابراین بر طبق شکل ۳-۴ داریم [۳]:

$$Q_A = T_H (S_3 - S_2) \quad (3-3)$$

$$Q_R = T_L (S_1 - S_4) \quad (4-3)$$

$$|Q_R| = T_L (S_4 - S_1) = T_L (S_3 - S_2) \quad (5-3)$$

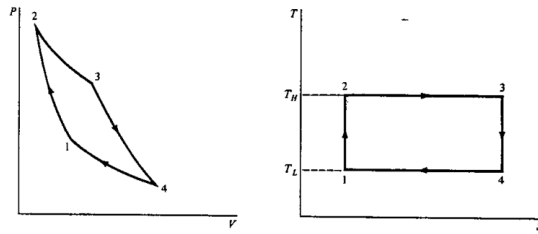
$$T_H = \text{دمای مطلق}^2 \text{ منبع گرما}$$

$$T_L = \text{دمای مطلق خنک‌کننده گرما}^3$$

¹thermal

²absolute temperature

³heat sink



شکل ۳-۴: منحنی P-V و T-S سیکل کارنو [۳]

برای تمام سیکل‌های قدرت کار شبکه ^۱ و بازده گرمایی ^۲ به صورت زیر تعریف می‌شود [۳]:

$$\Delta W_{net} = Q_A - |Q_R| \quad (۶-۳)$$

$$\eta_{th} = \frac{\Delta W_{net}}{Q_A} \quad (۷-۳)$$

بنابراین، بازده گرمایی سیکل کارنو به صورت زیر خواهد بود [۳]:

$$\eta_C = \frac{T_H - T_L}{T_L} \quad (۸-۳)$$

معادله (۸-۳) نشان می‌دهد که بازده گرمایی سیکل کارنو تنها تابعی از دماهای منبع و خنک‌کننده است و مستقل از نوع ماده است. درواقع، این نتیجه برای سیکل‌های برگشت‌پذیر دیگر هم که ارسال و دریافت گرما در دمای ثابت صورت می‌گیرد، صادق است [۳].

۳-۲-۳ سیکل رانکین

یک نمونه از سیکل ساده رانکین با سیال بخار آب به همراه نمودار (T-S) را مطابق شکل ۵-۳ در نظر بگیرید. در این سیکل، ابتدا آب با فشار کم توسط پمپ تغذیه ^۳ (BFP) به آب با فشار زیاد تبدیل می‌شود (تحول ۱-۲) و آب با فشار زیاد به سمت دیگ‌بخار منتقل می‌شود. در دیگ‌بخار با انتقال حرارت از منبع گرم به سیال آب، دمای آب ورودی افزایش می‌یابد. این انتقال حرارت به حدی است که سیال آب ورودی به دیگ‌بخار، تبدیل به بخار اشباع می‌شود (تحول ۲-۳). این تحول به صورت یک تحول با فشار ثابت است. بخار اشباع شده از دیگ‌بخار، پس از عبور از پره‌های توربین

¹the net work

²thermal efficiency

³Boiler Feed Pump

منبسط می‌شود که این انبساط، باعث ایجاد کار در طول محور توربین می‌گردد (تحول ۴-۳). این تحول، یک تحول بی‌دررو است که باعث می‌شود تا سیال خروجی از توربین به صورت بخار مرطوب (بخار همراه مایع) درآید. حرارت موجود در این بخار مرطوب در وسیله‌ای به نام کندانسور جذب می‌شود (تحول ۱-۴). نهایتاً سیال خروجی از کندانسور به صورت مایع اشباع وارد پمپ تغذیه می‌گردد.

در این سیکل، مقدار گرمای داده شده به سیال در دیگ‌بخار معادل با سطح (۵-۴-۳-۲-۵) و مقدار کار انجام شده توسط توربین معادل با سطح (۱-۲-۳-۴-۱) در شکل ۳-۵-ب است. در نتیجه می‌توان گفت که مقدار حرارت تلف شده در کندانسور، برابر با سطح (۵-۱-۴-۶-۵) می‌باشد. با توجه به سطح فوق می‌توان بازده سیکل مذکور را به صورت زیر تعریف نمود:

$$\text{بازده} = \frac{\text{مساحت ۱-۲-۳-۴-۱}}{\text{مساحت ۵-۱-۴-۶-۵}} \quad (۹-۳)$$

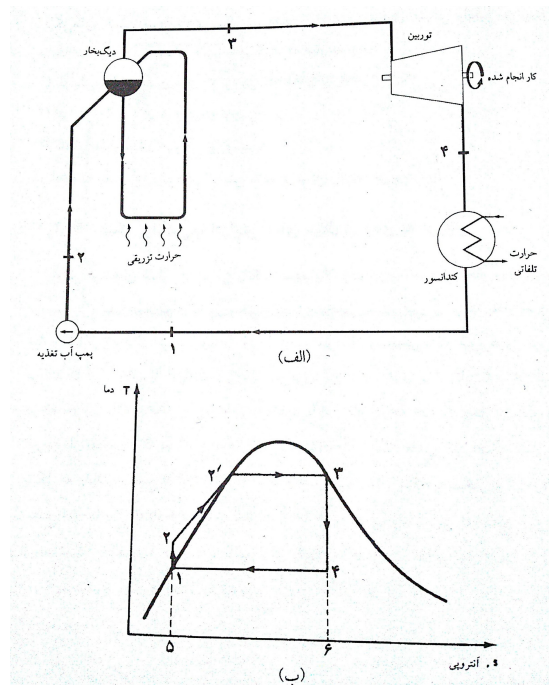
بازده سیکل رانکین در عملکرد بین دو دمای حداکثر و حداقل مشابه با سیکل کارنو، کم‌تر از بازده سیکل کارنو است؛ زیرا دمای متوسط در دیگ‌بخار سیکل رانکین کم‌تر از دمای سیال در دیگ‌بخار سیکل کارنو است. از مشکلات سیکل ذکر شده، کاهش بازده آن نسبت به سیکل کارنو و وجود مایع در سیال بخار خروجی از توربین می‌باشد. در سیکل‌های عملی نیروگاه‌های بخاری، به منظور افزایش بازده سیکل رانکین و رفع مشکلات مربوطه، تمهیداتی صورت می‌گیرد که عبارتند از:

(۱) افزایش دمای بخار ورودی به توربین بوسیله پس‌تافتن بخار

(۲) افزایش فشار سیال ورودی به توربین

(۳) کاهش فشار سیال خروجی از توربین

در ادامه به بیان این روش‌های افزایش بازده سیکل رانکین می‌پردازیم.



شکل ۳-۵: سیکل ساده رانکین (الف) طرح کلی (ب) نمودار T-S

می‌توان هر کدام از فرآیندهای موجود در سیکل بخار قدرت را به صورت ایده‌آل فرض نمود تا عملکرد اصلی آن را بدون تولید اثرات جانبی (مثل اتلاف گرما) بررسی نمود. برای بویلر بخار، این فرآیند به صورت یک فرآیند گرمادهی فشار ثابت برگشت‌پذیر بر روی آب می‌باشد تا بخار تولید گردد. برای توربین، فرآیند ایده‌آل یک فرآیند انبساط بی‌دررو برگشت‌پذیر بر روی بخار خواهد بود. برای کندانسور، یک فرآیند گرمادایی فشار ثابت برگشت‌پذیر می‌باشد به طوری که بخار متراکم می‌گردد تا به مایع اشباع تبدیل گردد. برای پمپ، فرآیند ایده‌آل به صورت انبساط بی‌دررو برگشت‌پذیر مایع خواهد بود تا به فشار اولیه خود بازگردد [۲].

با توجه به شکل ۳-۶ برای یک کیلوگرم مایع، می‌توان معادلات بویلر را به صورت زیر نوشت :

$$h_4 + Q_1 = h_1 \Rightarrow Q_1 = h_1 - h_4 \quad (۱۰-۳)$$

برای توربین داریم:

$$h_1 = Q_2 + h_3 \Rightarrow Q_2 = h_2 - h_3 \quad (۱۱-۳)$$

برای کندانسور معادلات به صورت زیر خواهد بود:

$$h_2 = Q_2 + h_3 \Rightarrow Q_2 = h_2 - h_3 \quad (12-3)$$

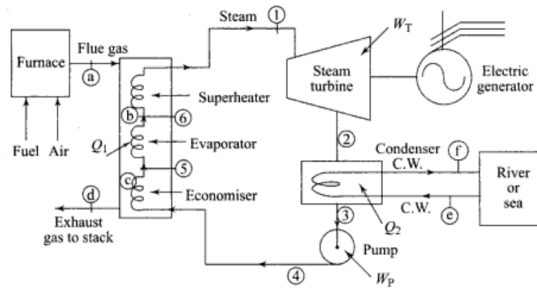
برای پمپ:

$$h_3 + W_P = h_4 \Rightarrow W_P = h_4 - h_3 \quad (13-3)$$

در نتیجه بازده سیکل رانکین به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_1} = \frac{W_T - W_P}{Q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (14-3)$$

برای یک فرآیند انبساط بی‌دررو برگشت‌پذیر داریم [۲]:



شکل ۳-۶: نیروگاه بخار ساده برای نمایش سیکل رانکین [۲]

$$Tds = dh - vdp \quad (15-3)$$

از آنجایی که $ds = 0$

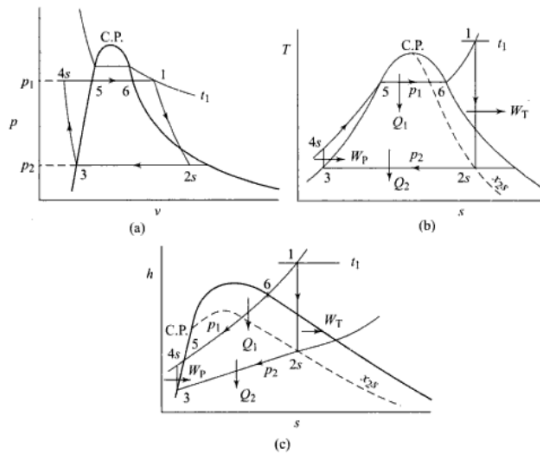
$$\int_3^4 dh = \int_3^4 vdp \Rightarrow h_4 - h_3 = v_3(p_4 - p_3) = W_P \quad (16-3)$$

کار پمپ در مقایسه با کار توربین معمولاً کوچک است و اغلب از آن صرف‌نظر می‌گردد [۲].

ظرفیت یک نیروگاه بخار اغلب برحسب نرخ بخار^۱ یا مصرف ویژه بخار (S.S.C)^۲ بیان می‌گردد. این شاخص به صورت،

^۱steam rate

^۲specific steam consumption



شکل ۳-۷: منحنی‌های سیکل رانکین [۲]

نرخ جریان بخار^۱ برحسب kg/s لازم برای تولید توان (یک کیلووات) خروجی محور تعریف می‌گردد [۲].

$$\text{Steam rate (S.R.)} = \frac{1}{W_{net}} \quad \frac{kg}{kW s} \quad (۱۷-۳)$$

گاهی بازده سیکل با توجه به نرخ گرما^۲ تعریف می‌گردد که نرخ گرمای ورودی برحسب kJ/s لازم برای تولید توان (یک کیلووات) خروجی محور تعریف می‌گردد [۲].

$$\text{Heat rate (H.R.)} = \frac{Q_1}{W_T - W_P} = \frac{1}{\eta} \quad \frac{kJ}{kW s} \quad (۱۸-۳)$$

۴-۲-۳ اکونومایزر، سوپرهیتر و اواپراتور [۲]

انتقال گرما به آب در ژنراتور بخار در سه ناحیه مختلف رخ می‌دهد (شکل‌های ۳-۶ و ۳-۷). ابتدا در اکونومایزر^۳ به آب مایع در فشار خاص از حالت ۴ به حالت ۵ گرما داده می‌شود تا اینکه تبدیل به مایع اشباع‌شده شود. در تبخیرکننده^۴ یا دیگ بخار، تغییر فاز رخ می‌دهد. با جذب گرمای پنهان تبخیر، حالت مایع از ۵ به ۶ در آن فشار تغییر می‌کند. در سوپرهیتر، بخار اشباع شده در حالت ۶ در فشار ثابت، بیشتر گرم می‌گردد تا به صورت گاز یا بخار به حالت

¹the rate of steam flow

²heat rate

³Economiser

⁴Evaporator

۱ برسد. برای واحد جرمی مایع، نرخ گرما برای این سه نوع مبدل‌های گرما^۱ به صورت زیر خواهد بود:

$$Q_{Eco} = h_5 - h_6$$

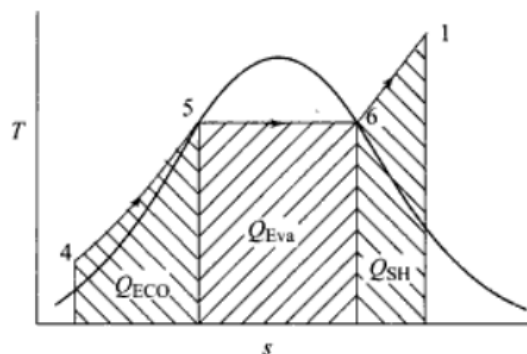
$$Q_{Eva} = h_6 - h_5 = h_{fg} \quad (۱۹-۳)$$

$$Q_{SH} = h_1 - h_6$$

با توجه به شکل ۸-۳ می‌توان سهم هر کدام از سه بخش اکونومایزر، تبخیرکننده و سوپرهیتر از نرخ گرما کل را به صورت

زیر محاسبه نمود:

$$\begin{aligned} \frac{Q_{Eco}}{Q_1} &= \frac{h_5 - h_6}{h_1 - h_6} = \frac{\text{سطح زیر ۵-۴}}{\text{سطح زیر ۱-۴}} \\ \frac{Q_{Eva}}{Q_1} &= \frac{h_6 - h_5}{h_1 - h_6} = \frac{\text{سطح زیر ۶-۵}}{\text{سطح زیر ۱-۴}} \\ \frac{Q_{SH}}{Q_1} &= \frac{h_1 - h_6}{h_1 - h_6} = \frac{\text{سطح زیر ۱-۶}}{\text{سطح زیر ۱-۴}} \end{aligned} \quad (۲۰-۳)$$



شکل ۸-۳: سهم اکونومایزر، تبخیرکننده و سوپرهیتر از نرخ گرما کل [۲]

۵-۲-۳ سیکل رانکین با افزایش دمای سیال ورودی به توربین

اولین توسعه عملی در سیکل رانکین ساده، بالا بردن درجه حرارت بخار ورودی به توربین می‌باشد. همان‌گونه که در

شکل ۹-۳ مشخص است، قبل از این که بخار اشباع خارج شده از مخزن آب دیگ بخار^۲ وارد توربین شود، از وسیله‌ای

به نام سوپرهیتر (فوق گرمکن)^۳ عبور می‌کند تا این بخار، با دریافت حرارت بیشتری (در یک تحول فشار ثابت) و

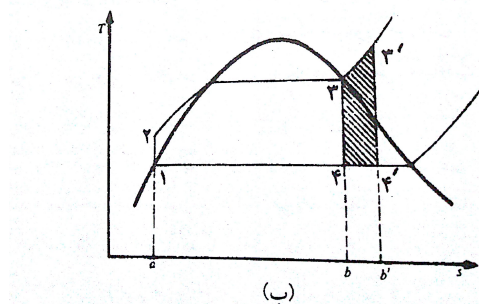
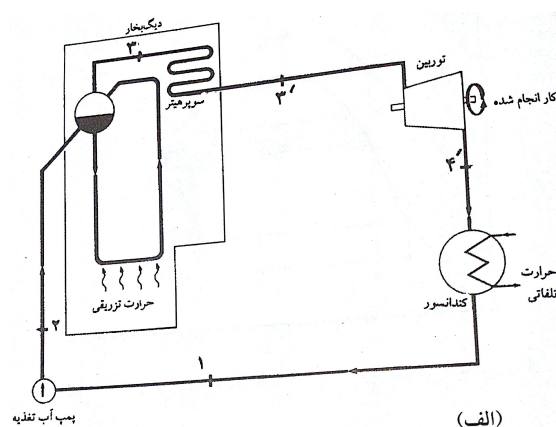
^۱Heat exchanger

^۲Drum

^۳Superheater

افزایش درجه حرارت آن، به بخار پس تافته تبدیل شود. با این کار، درجه حرارت بخار ورودی به توربین از نقطه ۳ به نقطه ۳' افزایش می‌یابد. در این حالت، مقدار کار اضافه شده به سیکل به اندازه سطح (۳-۳'-۴-۴') است و حرارت انتقال یافته به بخار به اندازه سطح (b-۳-۳'-b') افزایش می‌یابد. از آنجا که در عمل، نسبت این دو سطح، بیشتر از نسبت کار خالص به حرارت دریافتی برای بقیه سیکل است، لذا می‌توان نتیجه گرفت که با پس تافتن بخار ورودی به توربین، بازده سیکل افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر می‌توان نوشت:

$$(۲۱-۳) \quad \text{بازده بدون پس تافتن بخار} = \frac{\text{سطح } ۱۲۳۴/۱}{\text{سطح } a۲۳۴/b'a} > \frac{\text{سطح } ۱۲۳۳'/۴۱}{\text{سطح } a۲۳۳'/ba} = \text{بازده با پس تافتن بخار}$$



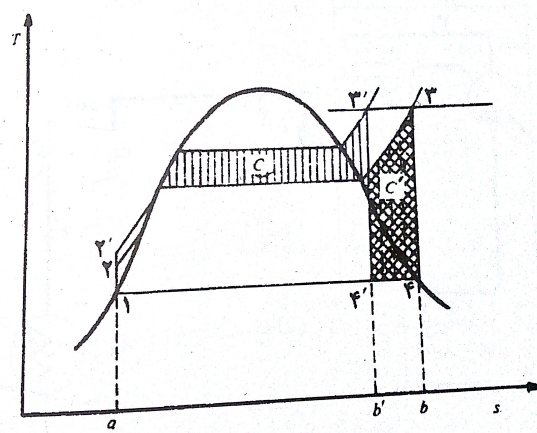
شکل ۳-۹: سیکل رانکین با وجود سوپرهیتر (الف) طرح کلی (ب) نمودار T-S

همچنین عمل پس تافتن بخار آب، سبب می‌گردد تا رطوبت بخار خروجی از توربین کم گردد که این موضوع موجب

کاهش خوردگی پره‌های دهانه خروجی توربین می‌شود.

۳-۲-۶ سیکل رانکین با افزایش دما و فشار سیال ورودی به توربین

یکی دیگر از راه‌های افزایش بازده سیکل رانکین، افزایش فشار بخار ورودی به توربین است. اگر فشار بخار ورودی به توربین با ثابت نگه‌داشتن فشار بخار خروجی از توربین و درجه حرارت ماکزیمم بخار ورودی به توربین همراه باشد، سیکل رانکین (۱-۴'-۳'-۲'-۱) مطابق با شکل ۳-۱۰ را خواهیم داشت.

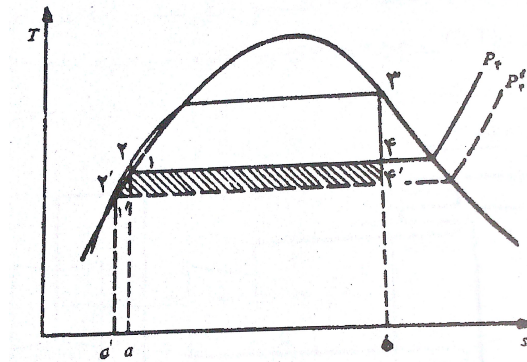


شکل ۳-۱۰: اثر فشار دیگ بخار روی بازده سیکل رانکین

در این حالت، حرارت تلفاتی خارج شده از سیکل به اندازه سطح $b' - 4' - 4 - b$ کم می‌شود. کار خالص سیکل هم به اندازه سطح هاشور خورده C زیاد و به اندازه سطح هاشور خورده C' کم می‌شود. در سیکل‌های واقعی، مساحت این دو سطح تقریباً با هم برابر است؛ ولی چون حرارت تلفاتی خارج شده از سیکل کاهش می‌یابد، لذا می‌توان نتیجه گرفت که بازده سیکل افزایش می‌یابد. اما در این حالت، میزان رطوبت موجود در بخار خروجی از توربین افزایش می‌یابد (نقطه ۴' در مقایسه با نقطه ۴). پس بطور خلاصه می‌توان گفت که با افزایش فشار بخار ورودی توربین، بازده سیکل زیاد می‌شود؛ اما میزان رطوبت موجود در سیال خروجی از توربین افزایش می‌یابد که این موضوع، باعث خوردگی پره‌های توربین می‌شود.

۷-۲-۳ سیکل رانکین با کاهش فشار سیال خروجی از توربین

اثر کاهش فشار بخار خروجی از توربین در نمودار T-S سیکل رانکین در شکل ۱۱-۳ نشان داده شده است.



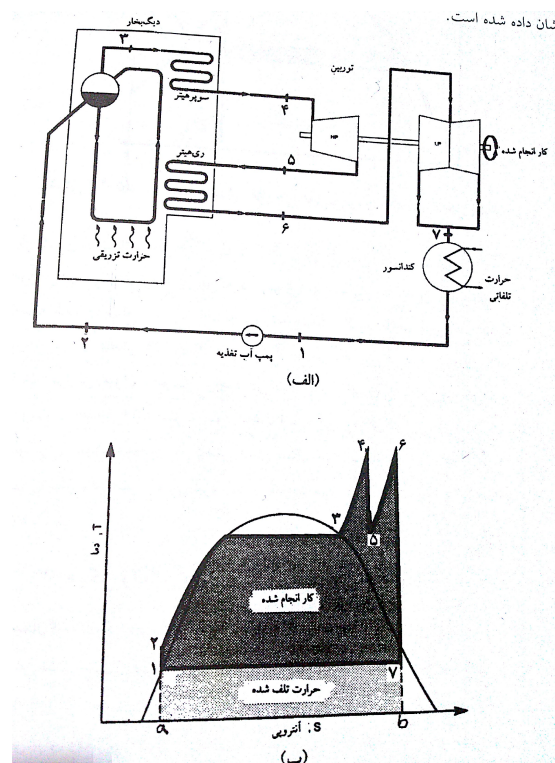
شکل ۱۱-۳: اثر کاهش فشار خروجی توربین روی بازده سیکل رانکین

اگر فشار خروجی از توربین از P_f به P'_f کاهش یابد (که در نتیجه درجه حرارت آن نیز کاهش می‌یابد) کار خالص سیکل نسبت به حالت قبلی به مقدار سطح $1-2-2'-1'-4'-4$ افزایش پیدا می‌کند. حرارت منتقل شده به سیکل نیز به اندازه سطح $a-a'-2-2'-a'$ افزایش می‌یابد. با توجه به این که در سیکل‌های عملی، مقدار این دو سطح (سطح کار اضافه شده و سطح حرارت اضافه شده به سیکل) تقریباً با هم برابر هستند، لذا بازده سیکل در اثر کاهش فشار سیال خروجی از توربین افزایش می‌یابد. البته این کاهش فشار، باعث افزایش میزان رطوبت موجود در سیال بخار خروجی از توربین می‌گردد. اگر این رطوبت از حدود ۱۰ درصد بیشتر شود، باعث خوردگی پره‌های توربین می‌گردد که باید از آن جلوگیری نمود. همچنین با کاهش فشار سیال خروجی از توربین، عملکرد کندانسور با بازده بیشتری صورت می‌گیرد.

۸-۲-۳ سیکل رانکین با سوپرهیتر و ری‌هیتر

همان‌گونه که در قسمت‌های قبل دیدیم، افزایش فشار سیال ورودی به توربین و کاهش فشار سیال خروجی از توربین باعث افزایش بازده سیکل رانکین می‌شد، ولی مشکل افزایش رطوبت موجود در بخار خروجی از توربین ایجاد می‌گردید. یکی از راه‌های اساسی برای رفع این مشکل آن است که بخار پس‌تافته خارج شده از سوپرهیتر پس از انبساط در توربین

فشارقوی (روند ۴-۵) در وسیله‌ای به نام ری‌هیتر^۱ تحت فشار ثابت دوباره گرم شود (روند ۵-۶) و سپس آن را جهت ادامه انبساط خود تا فشار کندانسور، به توربین فشارضعیف برگشت دهیم. این سیکل به همراه منحنی T-S در شکل ۱۲-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱۲-۳: سیکل پیشرفته رانکین (الف) سیکل رانکین با وجود سوپرهیتر و ری‌هیتر (ب) نمودار T-S سیکل مربوطه

نقطه ۷ در روی شکل، بیانگر سیال خروجی از توربین با وجود ری‌هیتر است که میزان رطوبت موجود در سیال بخار، بسیار کمتر از رطوبت موجود در حالت بدون وجود ری‌هیتر می‌باشد. البته ازدیاد بازده حرارتی سیکل رانکین با اضافه کردن ری‌هیتر چندان قابل ملاحظه نیست و تنها مزیت آن کاهش رطوبت موجود در بخار خروجی از توربین است.

¹Reheater

۹-۲-۳ سیکل عملی قدرت در نیروگاه‌های بخاری

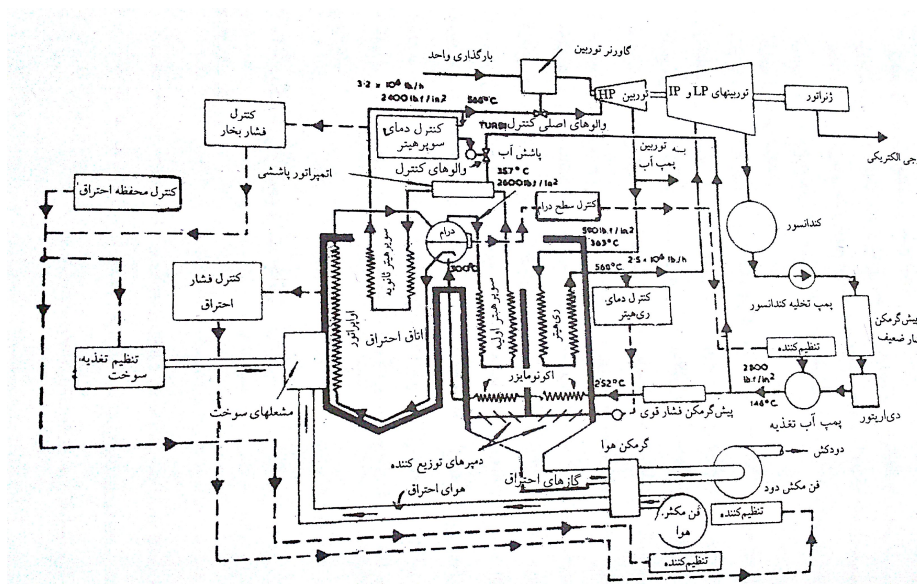
نمای کلی سیکل ترمودینامیکی یک نیروگاه بخار به همراه تجهیزات اساسی آن در شکل ۳-۱۳ نشان داده شده است. این شکل، یک روند کلی را نسبت به سیکل و تجهیزات نیروگاه به ما نشان می‌دهد. در این قسمت، روند تغییرات سیال سیکل را با عبور از تجهیزات مورد نظر به طور خیلی خلاصه بررسی می‌کنیم.

مسیر سیال سیکل را از خروجی توربین فشارضعیف آغاز می‌کنیم. بخار خارج شده از توربین پس از عبور از کندانسور تبدیل به مایع می‌گردد که توسط پمپ تخلیه^۱ به سمت پمپ تغذیه نیروگاه هدایت می‌شود. با استفاده از بخارهای زیرکشی شده از توربین در دو پیش‌گرمکن فشارضعیف و فشارقوی، عملکرد بازیاب سیکل انجام می‌شود. با افزایش فشار سیال مایع توسط پمپ تغذیه، سیال وارد دیگ بخار نیروگاه می‌گردد. به منظور استفاده بهینه از حرارت موجود در دیگ بخار در انتهای آن، لوله‌هایی به نام اکونومایزر قرار می‌دهند تا سیال مایع پس از ورود به دیگ بخار از این لوله‌ها عبور کند و سپس وارد مخزن درام گردد. در این مخزن، سیال آب به طرف لوله‌های اواپراتور که در جداره اصلی دیگ بخار تعبیه شده‌اند، حرکت می‌کند و پس از جذب حرارت از مشعل‌های کوره به صورت بخار، دوباره وارد درام می‌شود. در این مخزن، بخار از مایع جدا می‌شود. بخار خارج شده از درام به منظور پس‌تافته شدن، از سوپرهیتر اولیه و ثانویه عبور داده می‌شود. بخار پس‌تافته در سوپرهیترها، بخار با فشار زیاد و دمای زیادی می‌باشد که دارای انرژی حرارتی بسیار فراوانی است که برای انجام کار به توربین فشارقوی منتقل می‌شود. پس از انبساط بخار در توربین فشارقوی، فشار و دمای سیال کاهش می‌یابد. برای افزایش حرارت موجود در سیال، بخار خارج شده از توربین فشارقوی، دوباره وارد دیگ بخار می‌شود و در ری‌هیتر تحت فشار ثابت حرارت مطلوبی را دریافت می‌کند. در نهایت، بخار خارج شده از ری‌هیتر وارد توربین فشارمتوسط و ضعیف می‌شود و پس از انجام باقیمانده کار در توربین، برای خنک شدن سیال و تبدیل بخار به مایع، سیال وارد کندانسور می‌گردد. با انجام کار در توربین‌های فشارقوی، متوسط و ضعیف، محور ژنراتور که متصل به محور توربین است، شروع به چرخش می‌کند که با چرخش آن، انرژی الکتریکی در استاتور ژنراتور ایجاد می‌شود.

لازم به ذکر است که حرارت ایجاد شده در کوره (که توسط مشعل‌ها ایجاد می‌شود) پس از انتقال حرارت با اواپراتور، سوپرهیتر ثانویه و اولیه، ری‌هیتر و اکونومایزر از دیگ بخار خارج می‌شود و توسط فن مکش گاز به سمت دودکش نیروگاه هدایت می‌گردد. با توجه به این که در مشعل‌های کوره، باید سوخت و هوا با دمای مناسب با هم ترکیب شوند تا حرارت مورد نیاز را تولید کنند، بدین منظور باید توسط فن مکش هوا، هوای مورد نیاز مکش شود. برای رساندن

¹Extraction Pump

دمای هوا به دمای مناسب برای احتراق کامل، در وسیله‌ای به نام گرمکن هوا^۱، انتقال حرارتی بین دودهای خارج شده از دیگ‌بخار و هوای مورد نیاز صورت می‌گیرد تا هوا با دمای مناسب به سمت مشعل‌های کوره هدایت و در آن‌جا با سوخت ترکیب شده و حرارت مطلوب را در کوره ایجاد نماید.



شکل ۳-۱۳: سیکل ترمودینامیکی کامل یک نیروگاه بخار

¹ Air Heater

مراجع

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

سال ۱۳۹۱.

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

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