

مقدمه

پیدایش سیستم تبرید

مشابه سایر شاخه های علم و مهندسی، شروع این صنعت نیز به نیازهای بسیار اولیه بشر، یعنی غذا و سرپناه، به نگهداری مواد غذایی بر می گردد. در قرن ۱۸، تجارت یخ یک تجارت بسیار بزرگ بود. از مناطق سردسیر، یخ تهیه شده و به مناطق شهری برای نگهداری مواد غذایی حمل می شد. وسعت این تجارت به حدی بود که انتقال یخ از شمال آمریکا به هند را در بر می گرفت. مشکل این شیوه، این بود که با رشد شهرها، نیاز به یخ افزایش چشمگیری یافت و از سوی دیگر، منابع یخ دورتر شده و یخ انتقالی نیز با آلودگی همراه می شد. لذا، تولید یخ به صورت مصنوعی مورد توجه قرار گرفت. از این رو، نخستین سیستم های تبرید، یخ سازها بودند.

سه نفر از شاخص ترین افرادی که از قرن ۱۸ تاکنون در توسعه سیستم های تبرید، کشفیات و نظریات ماندگار داشته اند، عبارتند از:

۱- بنجامین فرانکلین (Benjamin Franklin) (سیاستمدار): نخستین کسی بود که پی برد تبخیر می

تواند اثر سرمایشی زیادی ایجاد کند، یعنی اگر یک ماده تبخیر شونده پیدا کنیم، می تواند حرارت زیادی برای تبخیر بگیرد (انرژی نهان تبخیر). در واقع کار ایشان، اساس طراحی اواپراتور هاست.

۲- مایکل فارادی (Michael Faraday) (فیزیکدان در حوزه الکتریسیته): ایشان پی برد بخار در اثر تراکم می تواند به مایع تبدیل شود. کار ایشان اساس طراحی کندانسور هاست.

۳- کارنو (Nicolas Léonard Sadi Carnot): اولین کسی بود که ترمودینامیک را وارد سیستم های توان و تبرید نمود. کارهای پیش از ایشان عملاً تجربی بود.

ساخت نخستین سیستم تبرید در حدود قرن ۱۹، توسط ژاکوب پرکینز به صورت سیستم تبرید تراکمی صورت گرفت. اما این سیستم نتوانست تجاری شود.

جان گوری (John Gorrie) که پزشک و مخترع بود، کار پرکینز را تکمیل نمود. انگیزه ایشان برای پژوهش، این موضوع بود که در بیمارستان، گروهی از بیماران در هوای خنک تر، بهبودی سریع تری می یافتند. ایشان پروژه ماشین یخ سازی را پیگیری نمود و حاصل کار، ثبت اختراع نخستین سیستم یخ ساز بود.

پژوهش های صورت گرفته پس از آقای گوری تا به امروز، تقریباً همگی در راستای تکامل سیستم تبرید بوده است.

کاربرد سیستم های تبرید:

- ۱- نگهداری مواد غذایی، گوشت، سبزیجات، لبنیات و ... (شرایط نگهداری هر ماده با دیگری متفاوت است).
- ۲- تهویه مطبوع ساختمان های مسکونی، صنعتی، بیمارستانی و ...
- ۳- صنایع غذایی مانند تولید لبنیات، نوشابه گازدار، روغن خوراکی و ...
- ۴- صنایع شیمیایی، جداسازی گازها، مایع سازی گازها، فرآیندهای سردسازی و ...
- ۵- سایر صنایع نظیر داروسازی، ساخت بتن، ریخته گری و ...

تمرکز اصلی این درس بر نگهداری مواد غذایی و سردخانه ها (مورد ۱) می باشد. تهویه مطبوع در قالب یک درس تخصصی مجزا آموزش داده می شود.

طبقه بندی سیستم های تبرید (بر اساس دمای منبع سرد)

از ترمودینامیک می دانیم هر سیکل ترمودینامیکی با یک منبع دما بالا و یک منبع دما پایین در ارتباط است. دمای منبع گرم به دلیل اینکه نهایتاً می بایست منجر به تبادل انرژی مبرد به محیط بیرون شود، نوسانات کمی دارد (دامنه آن محدود است). در حالی که دمای منبع سرد می تواند محدوده وسیعی داشته باشد. از سیستم تهویه مطبوع که دمای آن در محدوده آسایش ۱۵ تا ۲۰ سانتیگراد است تا سیستم های مایع سازی گازها که در آنها دمای منبع پایین حدود ۲۰۰- سانتیگراد است. از این رو، انتظار نداریم سیستم های تولید برودت در این بازه وسیع دمایی، از فن آوری های یکسانی برخوردار باشند. به طور خلاصه، سیستم های تبرید را بر اساس دمای منبع سرد می توان به گروه های زیر تقسیم نمود:

۱- تهویه مطبوع (HVAC): دمای منبع سرد در محدوده آسایش ۱۵ تا ۲۰ درجه سانتیگراد

۲- تبرید (Refrigeration): از محدوده آسایش تا حدود ۵۰- سانتیگراد

۳- سرمای عمیق (Cryogenics): کمتر از ۵۰- سانتیگراد

در این درس، تمرکز بر سیستم های تبرید (مورد شماره ۲) خواهد بود.

تکنولوژی های سیستم تبرید

- تبرید هوایی (گازی)
- تبرید تراکمی
- تبرید جذبی

- تبرید جت بخار
- ترموالکتریک
- Vortex tube و Pulse tube

در این درس، چهار سیستم اول مورد بررسی قرار می گیرد.

چند مفهوم عمومی

تن تبرید (تن برودت): Ton of Refrigeration, Refrigeration Ton:

مقدار انرژی است که اگر طی ۲۴ ساعت از یک تن (انگلیسی) آب صفر درجه گرفته شود، آن را به یخ صفر درجه تبدیل می کند. (سیستم مورد استفاده در صنعت تبرید، تقریباً اکثراً SI است، به جز این مورد که از اولین کاربردهای سیستم تبرید در یخ سازها ناشی شده است).

$$1 \text{ Ton} = 2000 \text{ lb} = 907 \text{ kg}$$

$$1 \text{ TR} = 12000 \text{ Btu/hr} = 3.5 \text{ kW}$$

اثر تبرید (Refrigeration Effect)

میزان برودتی که به ازای 1 kg/s دبی جرمی مبرد در منبع دما پایین ایجاد می شود. هرچه سیکل دارای RE بالاتری باشد، برای ایجاد یک برودت مشخص، دبی کمتری مورد نیاز است، به عبارت دیگر، سیستم تبرید کوچک تر است.

$$RE = \frac{Q_{4-1}}{\dot{m}}$$

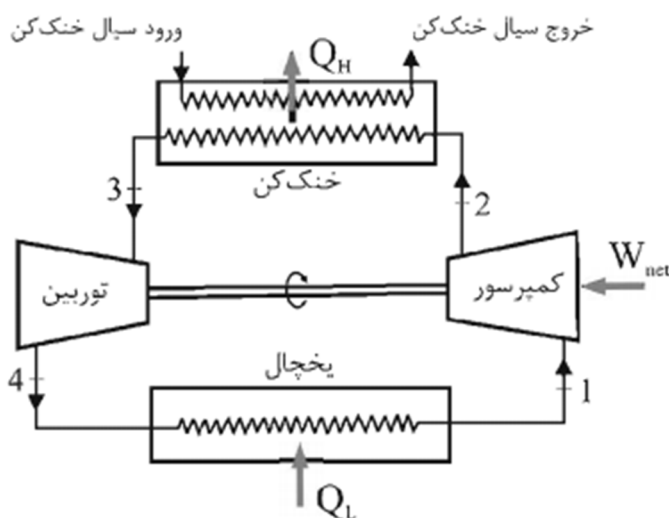
ضریب عملکرد COP (Coefficient of Performance)

$$COP = \frac{Q_{4-1}}{W_{net}}$$

هرچه ضریب عملکرد سیستم تبرید بالاتر باشد، به ازای یک برودت مشخص، توان کمتری مصرف می شود. COP و RE در کنار هم مفهوم دارند. به ازای یک برودت مشخص، RE می گوید دبی جرمی مبرد داخل سیکل چقدر باشد و لذا سیستم چه قدر بزرگ یا کوچک است. COP می گوید برای تولید این برودت، چقدر باید توان مصرف شود. این دو پارامتر از هم مستقل هستند.

سیستم تبرید هوایی

چرخه استاندارد سیستم تبرید هوایی، چرخه معکوس برایتون یا چرخه ژول است.

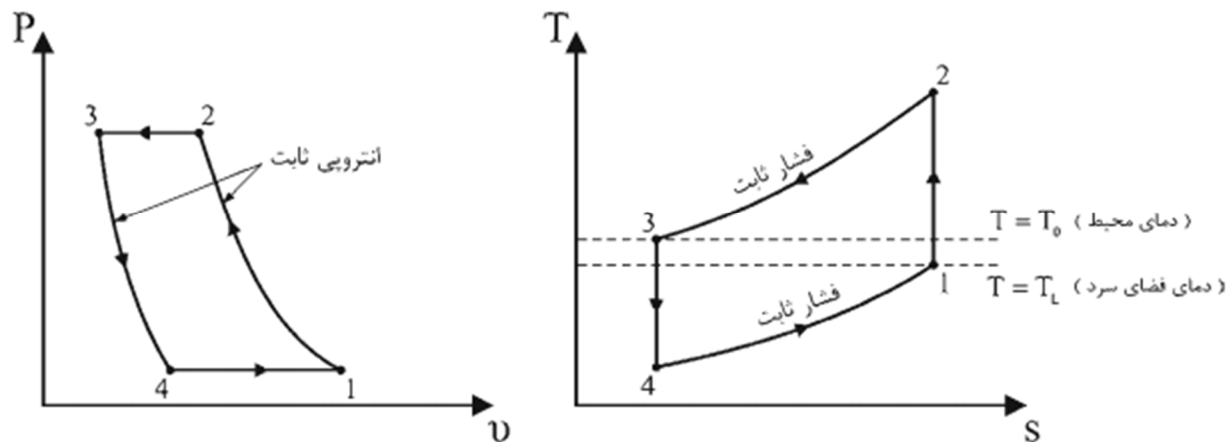


شکل ۱- شماتیک چرخه معکوس برایتون

در این چرخه، مبرد یک گاز (معمولاً هوا) است. هوا از منبع دما پایین وارد کمپرسور شده و لذا دما و فشار آن افزایش می یابد. به دلیل دمای بالا، می توان هوا را وارد کندانسور نمود تا ضمن تبادل حرارت با محیط، دمای آن کاهش یابد. هوا پس از خروج از کندانسور وارد توربین شده و ضمن انبساط، دما و فشار آن کاهش می یابد. دما در این حالت در حدی کاهش دارد که بتواند وارد مبدل حرارتی شده و از محیط حرارت بگیرد.

این چرخه دو بخش دارد: بخش دما بالا و فشار بالا - بخش دما پایین و فشار پایین

در این سیکل به دلیل استفاده از کمپرسور، کار زیادی مصرف می شود و از طرفی به دلیل قابل توجه بودن کار تولیدی در توربین، بخشی از کار کمپرسور از طریق توربین تأمین شده و این دو وسیله هم محور هستند.



شکل ۲- دیاگرام T-s و P-v سیکل معکوس برایتون

مطابق شکل ۲، در نمودار T-s، در حالت ایده آل، فرآیند تراکم در کمپرسور و انبساط در توربین به صورت ایزنتروپیک در نظر گرفته می شود. (یعنی به دلیل سرعت بالای فرآیند، اولاً انتقال حرارت صورت نگرفته و ثانیاً از عوامل برگشت ناپذیری نظیر اصطکاک صرف نظر می شود). اما در حالت واقعی، تولید انترופی داریم که در قالب راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و توربین وارد محاسبات می گردد.

همچنین در حالت ایده آل، فرآیندهای انتقال حرارت در کندانسور و اواپراتور به صورت هم فشار (ایزوبار) فرض می شود.

حال می‌خواهیم برای این سیکل، RE و COP را محاسبه نماییم.

همانگونه که پیشتر بیان شد، اثر تبرید، میزان حرارتی است که دبی جرمی واحد مبرد در اواپراتور می گیرد. از ترمودینامیک ۱ به خاطر داریم چنانچه مبدل حرارتی اواپراتور را حجم کنترل در نظر بگیریم، قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر خواهد شد:

$$RE = q_L = h_1 - h_4$$

$$COP_R = \frac{q_L}{(w_c - w_t)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$$

با فرض ایده آل بودن هوا و ثابت بودن C_p ، داریم:

$$COP_R = \frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} = \frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$$

با توجه به فرض ایزنتروپیک بودن تراکم و انبساط، داریم:

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

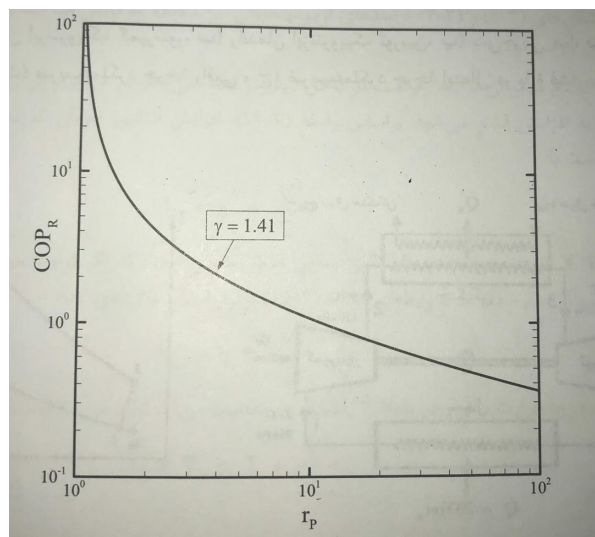
چون $P_1 = P_4, P_2 = P_3$ پس طرف راست دو رابطه فوق برابرند، لذا طرف چپ نیز برابر خواهند بود:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow T_2 = \frac{T_1 T_3}{T_4}$$

با جاگذاری T_2 در رابطه COP داریم:

$$\begin{aligned} COP_R &= \frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{T_1 T_3}{T_4} - T_1\right) - (T_3 - T_4)} = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{T_1 T_3 - T_3 T_4}{T_4}\right) - (T_1 - T_4)} \\ &= \frac{1}{\frac{T_1 T_3 - T_3 T_4}{T_4 (T_1 - T_4)} - 1} = \frac{1}{\frac{T_3 (T_1 - T_4)}{T_4 (T_1 - T_4)} - 1} = \frac{1}{\frac{T_3}{T_4} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1} = \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma} - 1} \end{aligned}$$

در رابطه فوق، $r_p = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)$ نسبت تراکم نامیده می شود.

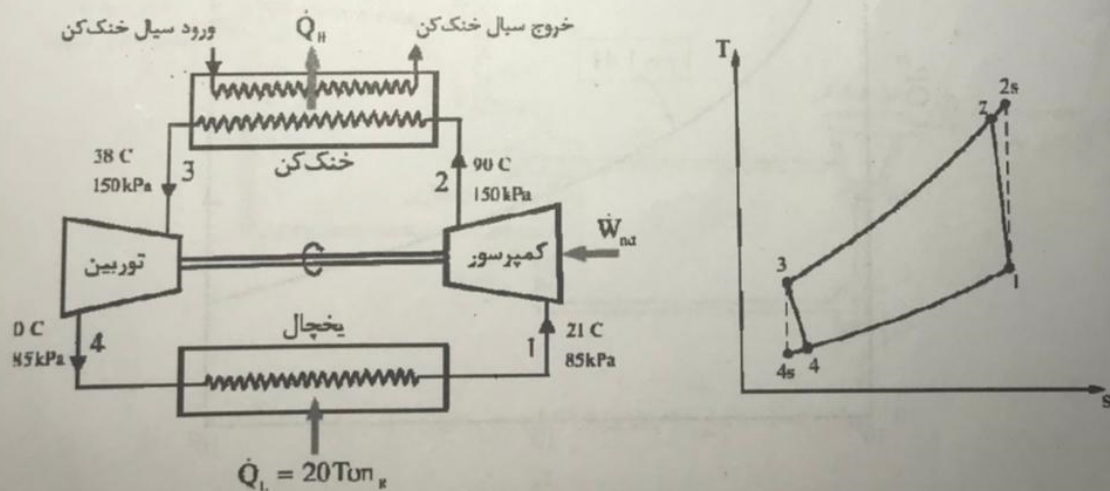


شکل ۳- نمودار COP بر حسب r_p

مثال (۳-۱): چرخه واقعی تبرید هوایی

برای سردخانه‌ای به ظرفیت 20 Ton_R یک سامانه تبرید هوایی تعبیه شده است. در این سامانه هوا با دمای 21 °C و فشار 85 kPa وارد کمپرسور شده و پس از تراکم با دمای 90 °C و فشار 150 kPa از آن خارج می‌شود. سپس هوا با عبور از خنک‌کن، با دفع حرارت به محیط تا دمای 38 °C سرد می‌شود. جریان مبرد پس از خنک‌کن وارد توربین شده و در آنجا با تولید توان تا دمای 0 °C سرد می‌شود. فرایند داخل کمپرسور و توربین بی‌دررو فرض شده، با این حال بازگشت‌پذیر نیست. همچنین از افت فشار در خنک‌کن و یخچال صرف‌نظر می‌شود. با ثابت در نظر گرفتن گرمای ویژه هوا ($C_p = 1.004 \text{ kJ/kg.K}$ و $C_v = 0.712 \text{ kJ/kg.K}$)، کمیت‌های زیر را محاسبه کنید:

الف) راندمان ایزنتروپیک کمپرسور، ب) راندمان ایزنتروپیک توربین، پ) دبی جرمی هوا، ت) توان خالص ورودی سامانه، ث) ضریب عملکرد چرخه واقعی و ج) ضریب عملکرد چرخه ایده‌آل در بازه فشار یکسان با چرخه واقعی.



شکل ۳-۴- چرخه تبرید هوایی و نمودار دما-انتروپی مثال (۳-۱)

حل:

الف) در کمپرسورها، راندمان انتروپی ثابت (ایزنتروپیک) برابر با نسبت کار ورودی در شرایط انتروپی ثابت به کار ورودی واقعی با شرایط ورودی و فشار خروجی یکسان است. بنابراین، با توجه به شکل (۳-۴) و فرضیات مسئله، راندمان ایزنتروپیک کمپرسور به شکل زیر به دست می آید:

$$\eta_c = \frac{w_s}{w_a} = \frac{(h_1 - h_{2s})}{(h_1 - h_2)} = \frac{(T_1 - T_{2s})}{(T_1 - T_2)}$$

برای محاسبه η_c باید مقدار T_{2s} مشخص باشد. این دما از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$P_{2s} = P_2 \quad T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = (21 + 273) \left(\frac{150}{85} \right)^{0.4/1.4} = 347 \text{ K} = 74^\circ \text{C}$$

بنابراین مقدار η_c برابر است با:

$$\eta_c = \frac{(294 - 347)}{(294 - 363)} = 0.758 \text{ or } 75.8\%$$

ب) برعکس کمپرسورها، در توربین ها راندمان انتروپی ثابت (ایزنتروپیک) به صورت نسبت کار خروجی واقعی به کار خروجی در حالت انتروپی ثابت و با شرایط ورودی و فشار خروجی یکسان تعریف می شود. برای این اساس این راندمان به وسیله رابطه زیر به دست می آید:

$$\eta_t = \frac{w_a}{w_s} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})} = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_{4s})}$$

در رابطه بالا دمای T_{4s} براساس رابطه مربوط به فرایند انبساط انتروپی ثابت به دست می آید:

$$P_{4s} = P_4 \quad T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = (38 + 273) \left(\frac{85}{150} \right)^{0.4/1.4} = 263 \text{ K}$$

در نهایت راندمان ایزنتروپیک توربین به صورت زیر به دست خواهد آمد:

$$\eta_t = \frac{(311 - 273)}{(311 - 263)} = 0.792 \text{ or } 79.2\%$$

پ) براساس رابطه (۳-۵)، اثر تبرید مربوط به این مسئله برابر است با:

$$\begin{aligned} RE = q_L &= (h_1 - h_4) = C_p (T_1 - T_4) = 1.004 (294 - 273) \\ &= 21.084 \text{ kJ/kg}_{\text{air}} \end{aligned}$$

به این ترتیب دبی جرمی هوا برابر خواهد بود با:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_L}{q_L} = \frac{20 \times 3.5 \text{ kJ/s}}{21.084 \text{ kJ/kg}} = 3.32 \text{ kg/s}$$

ت) به منظور محاسبه توان خالص ورودی سامانه از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{net}} &= \dot{m}(w_c - w_t) = \dot{m}C_p[(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)] \\ &= 3.32 \times 1.004 [(363 - 294) - (311 - 273)] \\ &= 103.33 \text{ kW}\end{aligned}$$

ث) باتوجه به مقادیر \dot{Q}_L و \dot{W}_{net} ، ضریب عملکرد واقعی سامانه برابر است با:

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net}}} = \frac{20 \times 3.5}{103.33} = 0.6774$$

ج) ضریب عملکرد ایده آل در محدوده فشار یکسان با چرخه واقعی از رابطه (۳-۱۱) محاسبه می شود:

$$\text{COP}_R = \frac{1}{[r_p^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]} = \frac{1}{[(150/85)^{0.4/1.4} - 1]} = 5.57$$

همان طور که مشاهده می شود، ضریب عملکرد در چرخه تبرید ایده آل هوا (در شرایط یکسان فشار ماکزیمم و مینیمم) تقریباً ۵.۵۷ برابر ضریب عملکرد واقعی است. علت این تفاوت را می توان در وجود عوامل بازگشتناپذیری در فرایند تراکم و انبساط در کمپرسور و توربین دید.