

بررسی اقتصاد حرارتی برای میزان انتقال حرارت بهینه در سیکل تبرید

محمد رضا محمدی نائینی

دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکز

Mrmn2004@yahoo.com

چکیده

در این پژوهش میزان تبادل حرارت مبدل های حرارتی در سیکل داده شده و بهینه سازی آن در سیکل تبرید یا پمپ حرارتی با توان ورودی یا ظرفیت سرمایش (گرمایشی) معین از لحاظ اقتصادی مورد بررسی قرار گیرد. نسبت هزینه واحد قابلیت هدایت در انتهای گرم به انتهای سرد G به عنوان یک متغیر اضافی مهم برای طراحی در نظر گرفته شده است. معادلات خلاصه شده ای بر حسب این کمیت در هر دو مبدل حرارتی سیکل ارائه شده است. نتایج نشان می دهد که وابستگی زیادی بین قیمت کل با نسبت دمای مطلق و نسبت هزینه واحد قابلیت هدایت انتهای گرم به انتهای سرد، وجود دارد. در مثال ارائه شده با $G = 0.1$ ، ملاحظه می شود که قابلیت هدایت در مبدل حرارتی انتهای گرم در شرایط بهینه باید حدود سه برابر مبدل انتهای سرد باشد.

Allocation of Optimum Heat Transfer Inventory in a Refrigeration System

M. R. Mohammadi Naeini

AZAD ISLAMI UNIVERSITY OF TEHRAN CENTER

ABSTRACT

In this study, optimum allocation of heat transfer inventory for heat exchangers in a refrigeration system with specified power input or cooling capacity, and for a heat pump with specified heating capacity is investigated. The ratio of hot- to cold-end conductance unit cost ratio, G , was considered in the analysis as an additional variable of considerable importance to the designer. Summarized equations are given in terms of unit cost of conductances of both the heat exchangers. The results show a strong dependence of the total cost on the absolute temperature ratios as well as the hot-to the cold-end conductance cost ratio. It has been demonstrated in the given example that for $G=0.1$. The conductance of the hot-end heat exchanger is about three times the cold-end heat exchanger.

مقدمه

در مطالعه انجام شده توسط Bejan [1] رابطه بین بازده سیستم تبرید با تغییر دمای بار سرمایشی، T_L بررسی شده و به دست آمده است که کاهش T_L منجر به کاهش بازده می گردد. در این تحقیق، او از دو مدل ساده شده سیستم تبرید استفاده کرده است. در اولی یک یخچال با اتلاف حرارت داخلی به عنوان تنها منبع برگشت ناپذیری در نظر گرفته شده است، در حالیکه در مدل دیگر او سه منبع ایجاد برگشت ناپذیری را در نظر گرفته است که عبارتند از اتلاف حرارت

بهینه سازی سیکل قدرت برای بیشترین تولید توان و سیکل تبرید برای کمترین مصرف توان یا بیشترین ظرفیت تبرید، در بسیاری از پژوهش ها مورد بررسی قرار می گیرد. در این پژوهش ها به کاهش کل سطح تبادل حرارت در مبدل های حرارتی طرف گرم و سرد برای توان تولیدی یا بار سرمایشی مشخص نیز پرداخته شده است.

داخلی و اختلاف دمای محدود در مبدل های حرارتی طرف سرد و گرم. او همچنین نشان داد که هرگاه قابلیت هدایت مبدل های حرارتی طرف گرم به سرد به صورت زوج تقسیم شود، بار بروندی می تواند بیشترین مقدار را داشته باشد. بازده سیکل نیز به صورت تابعی از نسبت درجه حرارتها و ترکیبی از هزینه مقاومت های داخلی و هدایت های خارجی بیان شده است.

توسط Klein [۲] تحقیقاتی روی سیکل تبرید تراکمی بخار انجام گرفته است و مشخص شده که میزان تبادل حرارت، عامل مهمی در انحراف ضریب عملکرد (COP)، سیکل واقعی از سیکل کارنو میباشد، لذا قاعده ای برای طراحی بهترین توزیع سطح بین دو مبدل حرارتی در دماهای بالا و پائین به دست آورده است. او یک سیکل تبرید برگشت پذیر را در نظر گرفته که در آن برگشت ناپذیری، حرارت تبادل شده در دو مبدل حرارتی طرف گرم و طرف سرد را تغییر می دهد.

توزیع بهینه مبدل های حرارتی برای داشتن ظرفیت تبرید معین، منجر به چهار درجه آزادی در طراحی می شود. این متغیرها شامل نرخ ظرفیت حرارتی سیال در هر مبدل حرارتی و مقدار اثر هر مبدل می باشند. او این چهار متغیر را با ضرب نرخ ظرفیت حرارتی سیال در مقدار اثر آن به دو متغیر، کاهش داده و ثابت کرد که اگر نرخ ظرفیت حرارتی سیال ها در دو مبدل یکسان باشند، ضریب عملکرد بهینه وقتی قابل محاسبه است که کل قابلیت هدایت انتهای سرد با کل قابلیت هدایت انتهای گرم برابر باشند $(UA)_H = (UA)_L$.

Bejan [۳] برای یک بار بروندی ثابت نشان داده است که قاعده $(UA)_H = (UA)_L$ ، سبب بهینه شدن کل سیستم می شود. او همچنین نشان داده که توزیع مساوی میزان تبادل حرارت در مبدل ها نیز عامل مهمی در عملکرد بهینه این سیستم است و باعث رسیدن COP سیستم تبرید به بیشترین مقدار خود می شود. توجه به این نکته ضروری است که در تحلیل Bejan، نسبت دمای مطلق ثابت در نظر گرفته شده است لذا تحلیل مسئله برای مقدار ثابت COP در سیکل کارنو انجام گرفته است.

طبق بررسی های مرجع [۴] بهترین مقدار تبادل حرارت در یخچال ها وقتی رخ می دهد که کار ورودی صفر باشد. این بررسی روی یک یخچال که حرکت مبرد آن توسط کلکتور خورشیدی است، انجام شده است.

تحقیقات دیگری نیز توسط WU [۵] در طراحی پمپ حرارتی کارنو صورت گرفته و رابطه ای بین بیشترین فایده و ضریب عملکرد پمپ حرارتی کارنو بر اساس قانون تبادل حرارت $Q \approx \Delta T^n$ به دست آمده است. n عبارتست از متغیری که به نوع تبادل حرارت بستگی دارد. برای جابجایی $n=1$ ، برای تشعشع $n=4$ و در حالت برگشت ناپذیر $n=-1$ است. بهینه سازی برای مقادیر مختلف نسبت هزینه های کار ورودی به انرژی خروجی انجام گرفته است.

همچنین deRossi [۶] نشان داد که بهینه سازی سیکل تبرید، براساس کمترین هزینه های اجزای سیکل یک به یک، بهترین روش برای رسیدن به کمترین هزینه کل خواهد بود.

Chen و Sun و Wu [۷] نیز با استفاده از تئوری ترمودینامیک زمان محدود و کاربردهای آن مسئله را بررسی کرده اند. سیستم های اصلی که آنها در نظر گرفته اند شامل پمپ حرارتی، سیستم تبرید و ماشین حرارتی است. آنها محدودیت های ترمودینامیک کلاسیک برای تشریح تحول های برگشت پذیر را در بیان عملکرد سیستم های واقعی اعمال کرده اند.

در مقاله حاضر، هزینه قابلیت هدایت در هر دو مبدل حرارتی (منابع گرم و سرد) به عنوان یک متغیر طراحی اضافی در نظر گرفته شده است که می تواند برای طراحی حرارتی بهینه در یخچال و پمپ حرارتی با کار ورودی مشخص یا ظرفیت های سرمایشی و گرمایشی معین، بسیار مهم باشد.

فرضیات اساسی

Bejan [۳] برگشت ناپذیری در تبادل انرژی بین سیستم تبرید و محیط را در نظر گرفته است در حالی که داخل سیستم تبرید را برگشت پذیر فرض کرده است (نمودار ۱).

تحلیل و بررسی

حاصل ضرب ضریب کلی انتقال حرارت (U) و کل سطح تبادل حرارت (A) متغیر مهمی برای طراحی و انتخاب مبدل های حرارتی است. با صرف نظر از هزینه کمپرسور، لوله ها و وسیله انبساط، رابطه کل هزینه را می توان بر حسب کمیت هزینه قابل انتقال حرارت واحد در مبدل های حرارتی، به شکل زیر نوشت:

$$\Gamma = \gamma_H(UA)_H + \gamma_L(UA)_L \quad (1)$$

که در آن γ هزینه قابلیت انتقال حرارت واحد می باشد و دیمانسیون آن $\$/(\text{W/K})$ است. با استفاده از تعریف ضریب انتقال حرارت کلی داریم:

$$\Gamma = \gamma_H \left(\frac{\dot{Q}_H}{T_{HC} - T_H} \right) + \gamma_L \left(\frac{\dot{Q}_L}{T_L - T_{LC}} \right) \quad (2)$$

با توجه به اینکه در سیکل تبرید بازگشت پذیر کارنو داریم

$$\text{لذا: } \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{T_{LC}}{T_{HC}}$$

$$\Gamma = \dot{Q}_H \left(\frac{\gamma_H}{T_{HC} - T_H} + \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \frac{\gamma_L}{T_L - T_{LC}} \right) \quad (3)$$

$$\Gamma = \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \left(\frac{\gamma_H}{T_{HC}/T_H - 1} + \right) \quad (4)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \frac{\gamma_L}{T_L/T_H - (T_{LC}/T_{HC} \cdot T_{HC}/T_H)}$$

با در نظر گرفتن کمیت های بدون بعد به صورت زیر:

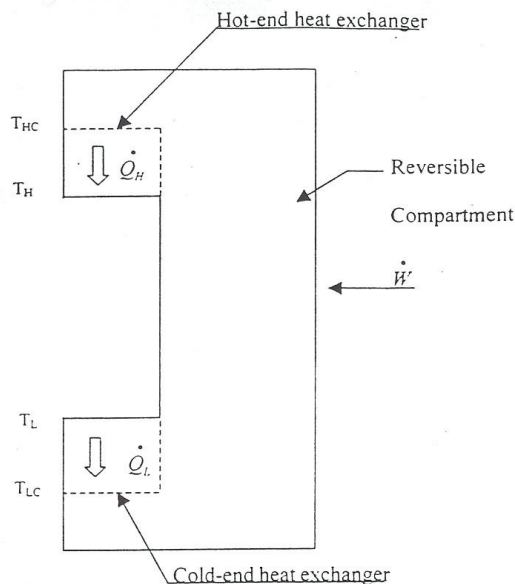
$$\theta = T_{HC} / T_H \quad (5)$$

$$\varepsilon = T_L / T_H \quad (6)$$

$$\tau = T_{LC} / T_{HC} \quad (7)$$

$$\tau\theta = T_{LC} / T_H \quad (8)$$

و همچنین قوانین اول و دوم ترمودینامیک به صورت زیر است:



نمودار ۱- مدل سیستم تبرید با دو مبدل حرارتی و برگشت پذیری داخل سیکل

در مقاله حاضر نیز سیستم تبریدی مشابه نمودار ۱ در نظر گرفته شده است ولی روش دیگری برای تحلیل تبادل حرارت و محاسبه میزان کمترین هزینه قابلیت انتقال حرارت به کار رفته است. بدین ترتیب که کل هزینه قابلیت انتقال حرارت در مبدل های حرارتی سیکل تبرید به صورت تابعی از یک متغیر به دست آمده و سپس بهینه سازی انجام شده است. به عبارت دیگر تحلیل مسئله تنها با استفاده از یک درجه آزادی انجام شده است.

از آنجا که سیکل را برگشت پذیر در نظر گرفته ایم، جزئیات داخلی سیکل، تاثیر چندانی روی نتایج نخواهند داشت و تمرکز بر روی بررسی ترمودینامیکی و اقتصادی مبدل های حرارتی انتهای گرم و انتهای سرد سیکل، صورت گرفته است. بنابر این از اثرات بقیه اجزای سیکل روی قیمت نهایی و هزینه ها صرف نظر شده است.

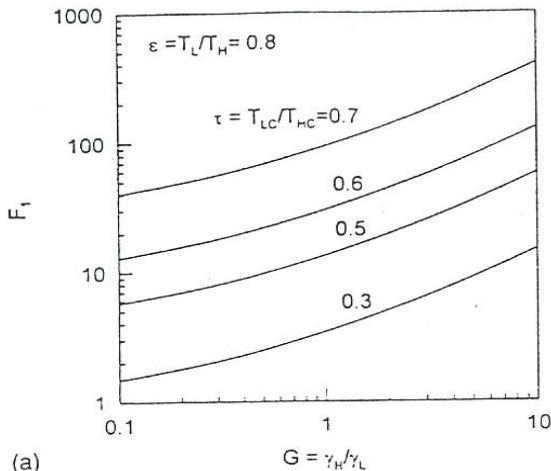
هدف این مقاله به دست آوردن کمترین هزینه کل قابلیت هدایت (UA) برای یک کار ورودی یا ظرفیت های سرمایشی و گرمایشی داده شده و یک مقدار مشخص نسبت دمایی کارنو ($\tau = T_{LC} / T_{HC}$) می باشد.

با استفاده از قاعده هوییتال در محاسبه θ_2 برای حالت $G=1$ ، جواب عبارتست از:

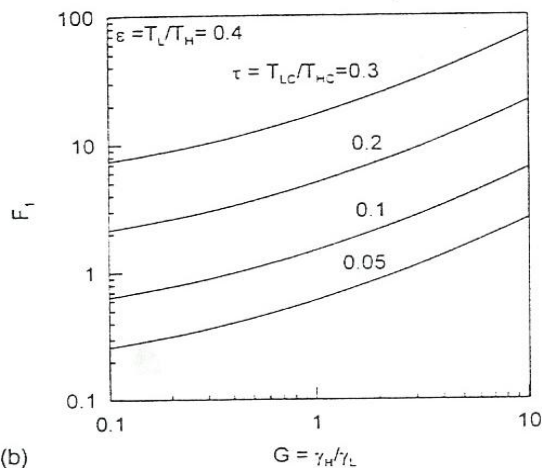
$$\theta_{opt} = (\tau + \varepsilon) / 2\tau \quad (17)$$

کمیت θ_1 قابل قبول نیست زیرا در حالت $G=1$ با اعمال قاعده هوییتال به مقداری منفی برای θ می انجامد که فاقد مفهوم فیزیکی است.

مقدار $\theta_2 = \theta$ را در معادله (۱۳) قرار می دهیم و آن را برای دو مقدار مختلف نسبت دمای مطلق ε برابر 0.4 و 0.8 رسم می کنیم (نمودار ۲).



(a)



(b)

نمودار ۲- هزینه بدون بعد در سیستم تبرید با کار معین ورودی بر حسب نسبت هزینه واحد G برای ε برابر 0.4 و 0.8 .

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{T_{LC}}{T_{HC}} = 1 - \tau \quad (9)$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_H = \frac{\dot{W}}{1 - \tau} \quad (10)$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_H = \frac{\dot{W}}{1 - \tau} \quad (11)$$

لذا کل هزینه به فرم زیر در خواهد بود:

$$\frac{\Gamma}{\dot{W}/T_H} = \frac{\gamma_L}{1 - \tau} \left(\frac{\tau}{\varepsilon - \tau\theta} + \frac{G}{\theta - 1} \right) \quad (12)$$

در این معادله عبارتست از نسبت هزینه واحد انتقال حرارت سمت گرم به سمت سرد در دستگاه برودتی $G = \gamma_H / \gamma_L$. کل هزینه بدون بعد وقتی کار ورودی ثابت است عبارت خواهد بود از:

$$F_1 = \frac{\Gamma / (\frac{\dot{W}}{T_H})}{\gamma_L} = \frac{1}{1 - \tau} \left(\frac{\tau}{\varepsilon - \tau\theta} + \frac{G}{\theta - 1} \right) \quad (13)$$

در اینجا هدف رساندن نسبت هزینه بدون بعد F_1 بر حسب θ به کمترین مقدار ممکن است تا هزینه انتقال حرارت (UA) برای کار ورودی معین، نسبت دمای ε ، نسبت دمای کار نو τ و نسبت هزینه واحد G ، کمترین شود لذا:

$$\frac{\partial F_1}{\partial \theta} = \frac{1}{1 - \tau} \left(\frac{\tau^2}{(\varepsilon - \tau\theta)^2} - \frac{G}{(\theta - 1)^2} \right) = 0 \quad (14)$$

$$\Rightarrow \theta_1 = \frac{-1}{\tau} \left(\frac{\tau - G\varepsilon + \sqrt{G\tau} - \sqrt{G\varepsilon}}{G - 1} \right) \quad (15)$$

$$\Rightarrow \theta_2 = \frac{1}{\tau} \left(\frac{-\tau + G\varepsilon + \sqrt{G\tau} - \sqrt{G\varepsilon}}{G - 1} \right) \quad (16)$$

مقادیر θ_1 و θ_2 تابع F_1 را اکستریم می کنند. این پاسخ ها برای تمام مقادیر G به جز $G=1$ قابل استفاده است. $G=1$ وقتی اتفاق می افتد که هزینه واحد هدایت حرارت در دو مبدل طرف سرد و گرم یکسان باشند.

با استفاده از این معادله و معادله (۱۳) نسبت هزینه در مبدل حرارتی طرف سرد به صورت زیر به دست می آید:

$$\frac{Y_L(UA)_L}{\Gamma} = \frac{\tau(\theta - 1)}{\tau(\theta - 1) + G(\tau\theta - \varepsilon)} \quad (25)$$

که با قراردادن θ_{opt} در آن، داریم:

$$\frac{Y_L(UA)_L}{\Gamma} = \frac{G - \sqrt{G}}{(G-1)\sqrt{G}} \quad G \neq 1 \quad (26)$$

مجدداً برای $G=1$ مقدار نسبت هزینه 0.5 به دست خواهد آمد.

بنابراین نسبت بین هزینه های قابلیت هدایت طرف گرم به طرف سرد به صورت زیر به دست می آید:

$$\frac{Y_L(UA)_L}{Y_H(UA)_H} = \frac{\tau(\theta - 1)}{\varepsilon - \tau\theta} \quad (27)$$

با استفاده از معادلات اخیر (۲۲) و (۲۶) به دست می آوریم که نسبت هزینه قابلیت هدایت انتهای گرم و سرد به کل هزینه به θ و τ و ε بستگی ندارند و تنها تابع هزینه واحد انتقال حرارت انتهای گرم به انتهای سرد یعنی G هستند.

توجه به این نکته مهم است که سیکل های سرمایش با ظرفیت تبرید \dot{Q}_L مشخص و پمپ های حرارتی با ظرفیت حرارتی \dot{Q}_H معین، نتایج مشابهی می دهند زیرا COP و τ (ضریب عملکرد) مقادیری مشخص می باشند و لذا از بالانس انرژی هردو مقدار \dot{Q}_L و \dot{Q}_H هم معین خواهند شد. مشابه معادله (۱۳) به سادگی می توان نشان داد که کل هزینه بدون بعد در مقادیر معین ظرفیت های بار برودتی و حرارتی به ترتیب به صورت زیر در می آیند:

$$F_2 = \frac{\Gamma/(\dot{Q}_L/T_H)}{\gamma_L} = \frac{G}{\tau(\theta - 1)} + \frac{1}{\varepsilon - \tau\theta} \quad (28)$$

$$F_3 = \frac{\Gamma/(\dot{Q}_H/T_H)}{\gamma_L} = \frac{\tau}{\varepsilon - \tau\theta} + \frac{G}{\theta - 1} \quad (29)$$

هر تصویر نمودار ۲ نشان می دهند که تابع هزینه بدون بعد F_{1min} با افزایش τ با یک آهنگ زیاد می شوند. این نمودار همچنین نشان می دهد که مقدار F_{1min} با افزایش G و ε در یک سیستم تبرید نیز زیاد می شود.

حال اگر بخواهیم رابطه ای برای نسبت بین هزینه های واحد طرف گرم و طرف سرد را بر حسب کل هزینه بیابیم. بایستی نسبت دمای θ در محاسبات بعدی، همان مقدار بهینه آن در نظر گرفته شود. با این کار هزینه قابلیت هدایت طرف گرم سیکل تبرید عبارتست از:

$$(UA)_H = \frac{\dot{W}}{T_H} \frac{1}{1-\tau} \left(\frac{1}{\theta - 1} \right) \quad (18)$$

$$\gamma_H(UA)_H = G\gamma_L \frac{\dot{W}}{T_H} \frac{1}{1-\tau} \left(\frac{1}{\theta - 1} \right) \quad (19)$$

$$\Rightarrow \frac{\gamma_H(UA)_H/(\dot{W}/T_H)}{\gamma_L} = \frac{G}{1-\tau} \left(\frac{1}{\theta - 1} \right) \quad (20)$$

حال با این معادله و معادله (۱۳) نسبت هزینه در مبدل حرارتی طرف گرم به صورت زیر به دست می آید:

$$\frac{Y_H(UA)_H}{\Gamma} = \frac{G(\varepsilon - \tau\theta)}{\tau(\theta - 1) + G(\varepsilon - \tau\theta)} \quad (21)$$

که می توانیم با قراردادن θ_{opt} در این معادله می توانیم آن را ساده تر می کنیم:

$$\frac{Y_H(UA)_H}{\Gamma} = \frac{\sqrt{G}(\sqrt{G}-1)}{(G-1)} \quad G \neq 1 \quad (22)$$

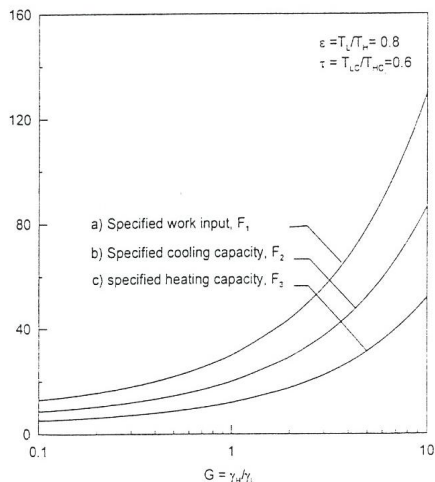
$$\theta_{opt} = \frac{\tau + \varepsilon}{2\tau} \quad \text{و برای } G=1 \text{ با قراردادن}$$

در معادله شماره (۲۱) نسبت هزینه 0.5 به دست می آید. به طور مشابه برای طرف با دمای پایین سیکل، معادلات زیر به دست می آید

$$\gamma_L(UA)_L = \gamma_L \frac{\dot{W}}{T_H} \frac{1}{1-\tau} \left(\frac{\tau}{\tau\theta - \varepsilon} \right) \quad (23)$$

$$\frac{\gamma_L(UA)_L/(\dot{W}/T_H)}{\gamma_L} = \frac{1}{1-\tau} \left(\frac{\tau}{\tau\theta - \varepsilon} \right)$$

یعنی COP می باشد. این نمودار نشان می دهد که توابع هزینه بدون بعد در هر سه حالت با افزایش G، سیری صعودی دارند. ملاحظه می کنیم که مقدار این هزینه برای یک سیستم تبرید با کار معین ورودی F₁ بیشترین مقدار و برای پمپ حرارتی با ظرفیت حرارتی مشخص F₃ کمترین مقدار خواهد بود، اگر چه هر دو سیر صعودی یکسانی را دارا هستند.



نمودار ۴- تابع هزینه بدون بعد بر حسب G برای سه حالت مختلف در شرایط بهینه

مثال نمونه

برای نشان دادن کاربرد این مدل مثالی را در نظر می گیریم که

در آن مقدار زیر مشخص شده اند:

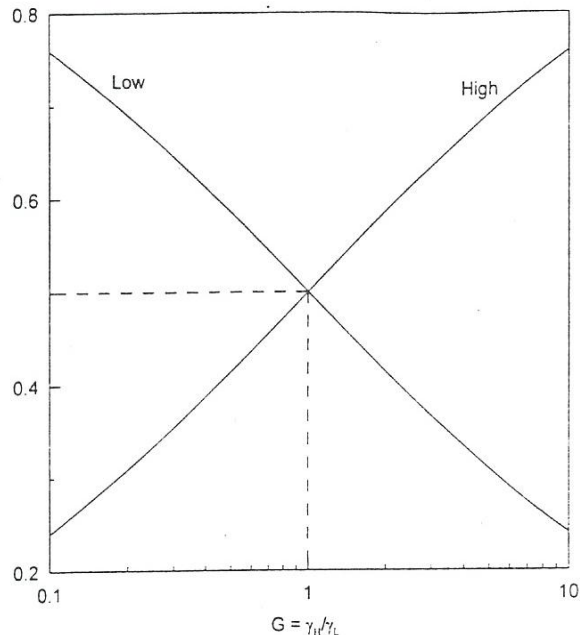
$$T_L = 240k \quad T_H = 300k$$

$$\epsilon = \frac{T_L}{T_H} = 0.8 \quad \tau = \frac{T_{LC}}{T_{HC}} = 0.6$$

هزینه واحد قابلیت هدایت در انتهای سرد $\gamma_L = 10$ دلار برای هر وات بر درجه کلونین یا $(\$/KW/K)$ می باشد. مطلوبست مقدار بهینه هزینه قابلیت هدایت کل این سیستم سرمایه‌ی. بر اساس مقادیر ϵ و τ بادر نظر گرفتن $G = 0.1$. می توانیم از معادله شماره ۱۶، θ و از معادله ۱۲ کل هزینه Γ را به دست آوریم:

$$\theta = 1.08$$

$$\Gamma = 43312 \$(G = 0.1)$$



نمودار ۳- هزینه بدون بعد در سیستمهای تبرید و پمپ حرارتی در بهترین شرایط بر حسب نسبت هزینه G

بنابراین نسبت هزینه واحد قابلیت هدایت به کل هزینه را می توان برای هر سه حالت بررسی شده در این مقاله یعنی کار ورودی معین F₁، ظرفیت برودتی معین F₂، و ظرفیت حرارتی معین F₃، مشابه نمودار ۳ بر حسب نسبت هزینه واحد، G ترسیم می شود.

در این شکل Low و High به ترتیب مبین انتهای سرد و گرم سیکل می باشند.

این نشان می دهد که افزایش G به معنای افزایش γ_H و کاهش γ_L بوده و وقتی $G=1$ باشد مقدار نسبت هزینه در طرف سرد یا گرم برابر 0.5 خواهد شد یعنی کل قابلیت γ/Γ هدایت در صورتی که هر دو دارای هزینه واحد برابر باشند به طور مساوی بین دو مبدل حرارتی تقسیم می شود.

نمودار ۴ مقادیر توابع هزینه بدون بعد، در سه وضعیت بررسی شده در این مقاله را به صورت تابعی از نسبت هزینه واحد G برای مقادیر مشخص ϵ و τ ($\epsilon = 0.8$ ، $\tau = 0.6$) را مشخص می کند که به معنای ثابت بودن ضریب عملکرد سیکل تبرید

قابلیت های هدایت طرف گرم و سرد را می توان برای توان ورودی مشخص (مثلاً ۱۰۰KW) محاسبه کرد، کل هزینه قابلیت هدایت Γ برای $G=0.1$ عبارت خواهد بود از $\Gamma = 43312$. همچنین می توان مقادیر زیر را از معادلات قبلی محاسبه کرد:

$$\begin{aligned} \gamma_H (UA)_H &= 10406\$ \\ \gamma_L (UA)_L &= 32906\$ \\ \gamma_L &= 10000\$/(KW / K) \\ \Rightarrow \gamma_H &= 1000\$/(KW / K) \\ G = 0.1 &= \gamma_H / \gamma_L \\ \Rightarrow (UA)_L &= 3.29kw/k \\ (UA)_H &= 10.4kw/k \end{aligned}$$

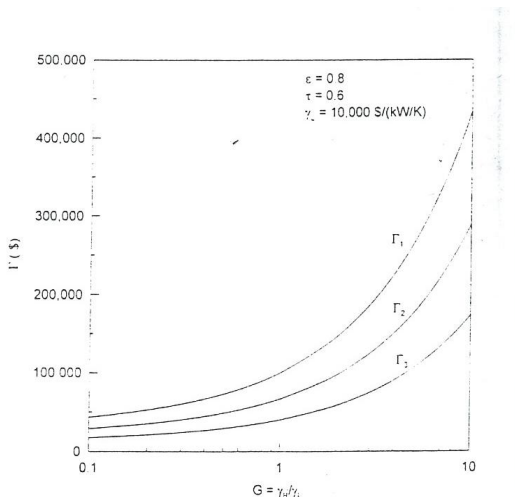
همچنین برای حالتی که ظرفیت سرمایه گذاری یا ظرفیت گرمایش در پمپ حرارتی معین باشند، نیز می توان این منحنی را رسم کرد که منحنی هایی مشابه منحنی فوق ولی با مقادیر کمتر (UA) به دست می آیند. مقادیر به دست آمده با نتایج مرجع [۳] مطابقت دارد. همچنین ملاحظه می شود که در حالت بهینه ترسیم شده در این شکل برای $G=0.1$ ، قابلیت هدایت در مبدل حرارتی انتهای گرم حدود سه برابر قابلیت هدایت در مبدل حرارتی انتهای سرد می باشد. نمودار ۶ کل هزینه مبدل حرارتی برای سه وضعیت مختلف اشاره شده را بر حسب G نمایش می دهد. افزایش G باعث افزایش Γ می شود. بیشترین Γ وقتی رخ می دهد که ماشین برودتی با کار ورودی معین کار کند در حالیکه کمترین هزینه برای پمپ حرارتی با ظرفیت گرمایشی معین خواهد بود.

نمودار ۵ قابلیت هدایت در هر دو طرف گرم و سرد را بر حسب کمیت نسبت هزینه واحد برای این مثال نشان می دهد. در این منحنی کل قابلیت مبدل های حرارتی نیز ترسیم شده است. باشد، یعنی هزینه واحد G کمترین مقدار وقتی است که $G=1$ تبادل حرارت بین دو مبدل به طور مساوی تقسیم شود.

نمودار ۶- کل هزینه Γ بر حسب نسبت هزینه واحد G

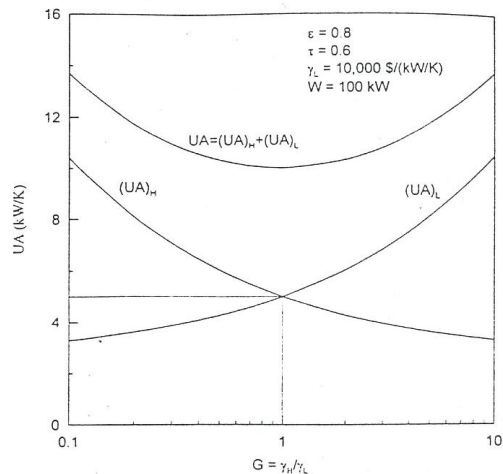
برای سه حالت w ثابت (Γ_1 ، Γ_2 ثابت) و Γ_3

Γ_3 ثابت



نمودار ۵- قابلیت هدایت طرف گرم و سرد بر حسب G در

حالت بهینه با کار ورودی معین برای یخچال



در این پژوهش سعی در ارایه روش تحلیل ترمودینامیکی جدیدی برای آنالیز کمی تبدیل انرژی در سیکل تبرید می باشد که متکی بر مسائل اقتصادی است.

فهرست اعلام

- A = سطح بر حسب متر مربع
- F = نسبت هزینه بدون بعد
- G = نسبت هزینه واحد قابلیت هدایت انتهای گرم به سرد
- T = درجه حرارت بر حسب درجه کلونین
- U = ضریب انتقال حرارت کلی
- UA = قابلیت هدایت مبدل حرارتی
- Q = شار حرارتی
- W = توان
- $\Theta = T_{HC} / T_H$ = نسبت دمای طرف گرم
- Γ = کل هزینه
- $\varepsilon = T_L / T_H$ = نسبت دمای مطلق
- $\tau = T_{LC} / T_{HC}$ = نسبت دمای سیکل کارنو
- H = انتهای گرم در سیکل واقعی
- L = انتهای سرد در سیکل واقعی
- HC = انتهای گرم در سیکل کارنو
- LC = انتهای سرد در سیکل کارنو
- COP = ضریب عملکرد سیکل تبرید (QI/W)
- COP کارنو = ضریب عملکرد سیکل تبرید کارنو $(\sqrt{(T_{HC} / T_{LC})} - 1)$

این نکته شایان توجه است که بازده سیکل برای سه وضعیت در نظر گرفته شده تنها به نسبت دماهای مطلق دو منبع یعنی $\tau\theta$ بستگی دارد و به نسبت هزینه واحد G بستگی ندارد.

نتیجه گیری

بررسی اقتصاد حرارتی عملکرد سیکل‌های تبرید و سیستم‌های پمپ حرارتی برای کار مشخص ورودی، یا ظرفیت‌های سرمایشی و گرمایشی مشخص مورد بررسی قرار گرفته و نشان داده شده است که بهینه‌سازی مسئله، تنها دارای یک درجه آزادی، مثلاً θ (نسبت دمای مطلق منبع گرم در حالت برگشت پذیر به واقعی) می باشد.

هزینه قابلیت هدایت در انتهای گرم و انتهای سرد محاسبه شده و برای مقادیر مختلف نسبت هزینه مبدل‌های حرارتی طرف دمای بالا به طرف دمای پائین، ترسیم شده است. همچنین نشان داده شده است که اگر هر دو هزینه قابلیت هدایت در انتهای گرم و انتهای سرد یکسان باشند، هزینه‌های ثبت شده مبدل‌های حرارتی به طور مساوی بین دو مبدل تقسیم می شود. بازده قانون دوم به G بستگی ندارد و تنها به نسبت دماهای مطلق طرف گرم به طرف سرد بستگی دارد.

با یک مثال عددی فوق مشخص شده که هرگاه قابلیت‌های هدایت مبدل‌های حرارتی انتهای گرم و انتهای سرد در شرایط کاری مشخص محاسبه شوند، می توانند کاربردی بودن مدل اقتصاد حرارتی ارائه شده در این مقاله را نشان دهند.

- [1].Bejan,A,"Theory of Heat Transfer-Irreversible Plants,"Int. J. Heat Mass Transf., 32, pp.1631-1639,1989.
- [2].Klein, S. A,"Design Considerations for Refrigeration Cycles," Int. J. Refrig., 15, No. 3, pp.181-185,1992.
- [3].Bejan,A., "Power and Refrigeration Plants for Minimum Heat Exchanger Inventory." ASME J. Energy Resour. Technol.,115,pp.148-150,1993.
- [4].Bejan,A., Vargas,J.V.C.,and Sokolov,M., "Optimal Allocation of a Heat-Exchanger Inventory in Heat Driven Refrigerators,"Int.J.Heat Mass Transf.,38,pp.2997-3004,1995.
- [5].Wu ,c. ,Chen ,L. ,and Sun,F., "Effect of Heat Transfer Law on Finite-Time Exergoeconomic Performance of Carnot Heat Pump," Energy Convers.Manage.,39,No.7,pp.579-588,1998.
- [6].d'Accadia,M,D.,and de Rossi ,F. , "Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant."Int.J.Refrig.,21,No.1,pp,42-54,1998.
- [7].Chen.L. ,Wu ,C. ,and Sun ,F. "Finite Time Thermodynamic Optimization or Entropy Generation Minimization of Energy Systems ,"J.Non-Equilib .Thermodyn .,24,pp ,327- 359,1999.