دانشگاه آزاد اسلامی واحد پرند

جزوه درس آزمایشگاه ترمودینامیک

تهیه کننده: مجید کام‌ور

نام و نام خانوادگی:

نام استاد:

ساعت و روز کلاس:

اعضاء گروه:

۱.

۲.

۳.

٤.

٥.

نمره ارزیابی (در این جدول چیزی ننویسید)	
حضور به موقع (از ۲ نمره)	
امتحان کتبی (از ۸ نمره)	
گزارش کار و نحوه رضایت مسئول آزمایشگاه (از ۱۰ نمره)	

مقررات و نحوه ارزشیابی نمره نهایی در آزمایشگاه ترمودینامیک

- دانشجو لازم است رأس ساعت مقرر در آزمایشگاه حضور داشته باشد. بازای ۳۰ دقیقه تأخیر دانشجو غیبت در نظر گرفته می شود.
- حداکثر غیبت مجاز طبق قوانین آموزشی یک جلسه می‌باشد و غیبت بیش از یک جلسه منجر به حذف آموزشی دانشجو می‌گردد.
- دانشجویان در ابتدا به گروه های ۳ تا ۵ نفره تقسیم می شوند. پیشنهاد می شود در انتخاب هم‌گروه دانشجویانی که نسبت به یکدیگر شناخت دارند هم‌گروه شوند. زیرا در صورت اشتباه بودن نتایج آزمایش نمره تمام دانشجویان کسر می گردد.
- هر یک از دانشجویان موظف هستند این جزوه را تهیه کرده و خواسته های مربوط به هر آزمایش را انجام دهد و در روز امتحان کتبی جهت ارزیابی گزارشکار به استاد مربوطه تحویل دهند.
- در پایان هر آزمایش می بایست نتایج آزمایش با خودکار آبی در جداول مربوطه وارد شده و به امضا استاد درس یا مسئول آزمایشگاه برسد.
- برای گزارش داده های آزمایشات بدون تایید امضا نمره صفر لحاظ می گردد.
- در ابتدا قبل از شروع آزمایش جلساتی اختصاص به تدریس مطالب تئوری می گردد.
- سوالات امتحان کتبی از مطالب این جزوه و همینطور مطالب تدریس شده توسط استاد در جلسات تئوری می باشد.
- در پایان نمره ای توسط مسئول آزمایشگاه (از ۱۰ نمره) به هر دانشجو داده می شود که با نمره گزارش میانگین گرفته می شود. لذا در حین انجام آزمایش ضمن رعایت نظم به نکات مد نظر مسئول آزمایشگاه توجه لازم شود.
- در صورت غیبت دانشجو لازم است آزمایش آن روز را به تنهایی انجام دهد.

فهرست آزمایش‌ها:

کمپرسور دومرحله‌ای ۱

دیگ مارست ۱۰

سیکل تبرید تراکمی ۱۶

موتور استرلینک ۲۶

معادل مکانیکی گرما ۳۴

برج خنک‌کن ۴۵

تست نازل ۵۶

موتور بنزینی ۶۶

برج خنک‌کن ۸۰

آزمایش کمپرسور دو مرحله‌ای

هدف:

برررسی عملکرد کمپرسورهای تک‌مرحله ای و دومرحله ای با خنک‌کن و بدون خنک‌کن میانی

مقدمه

افزایش فشار مایعات و تراکم گازها در صنعت از اهمیت ویژه ای برخوردار است، چرا که ماشین‌آلات بسیاری ابداع و اختراع شده اند که با گاز یا سیال متراکم و تحت فشار کار می‌کنند به آن دسته از ماشین‌آلاتی که گازها را متراکم می‌کند کمپرسور گفته می‌شود. این دستگاه‌ها هنگامی که تهیه هوای فشرده مورد نیاز باشد مورد استفاده قرار می گیرند.

کمپرسورها معمولا در سه نوع مختلف طراحی و عرضه می گردند:

۱- کمپرسورهای سانتریفیوژ

۲- کمپرسورهای جریان محوری

۳- کمپرسورهای رفت و برگشتی

در کمپرسورهای سانتریفیوژ جریان در جهت محوری وارد ، از جهت شعاعی خارج می‌گردد و در نوع محوری جریان از جهت محوری وارد و خارج می گردد. در نوع کمپرسورهای رفت و برگشتی از ترکیب سیلندر و پیستون بصورت جابجایی مثبت استفاده می شود. در این دستگاه کمپرسورهای بکار رفته از نوع سوم می باشد.

تئوری:

در کمپرسورهای رفت و برگشتی برای تراکم سیال ۴ مرحله وجود دارد:

۱- مرحله تراکم (compression)

در این مرحله پیستون در ابتدای مسیر خود در پایین ترین حد ممکن قرار دارد. و محفظه سیلندر از هوا در فشار و درجه حرارت محیط پر شده است (البته در کمپرسور اول) با حرکت پیستون به سمت بالا هوا متراکم شده و فشار افزایش و حجم آن کاهش می یابد. (a-b)

۲- مرحله تخلیه (Discharg)

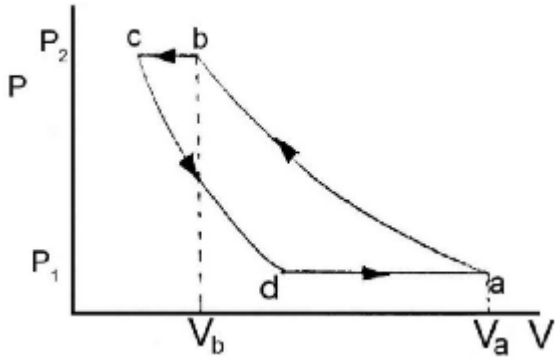
در نقطه ۲ (انتهای تراکم) فشار موجود به فشار تخلیه رسیده است و شیر خروجی باز می گردد و هوا بصورت فشار ثابت تخلیه می گردد. (b-c)

۳- مرحله انبساط (Expansion)

در این نقطه پیستون به بالاترین موقعیت خود در سیلندر رسیده است و عملیات تخلیه هوا صورت گرفته است. در این حالت پیستون به سمت پایین حرکت می کند در این مرحله که پیستون به سمت پایین در حال حرکت است یا هر دو شیر بسته است و یا اینکه هنوز شیر تخلیه باز است لذا ممکن است که این مرحله بصورت حجم ثابت صورت گیرد. (c-d)

۴- مرحله مکش (intake)

این مرحله آخرین قسمت تراکم می باشد، در این مرحله با باز شدن شیر ورودی، هوا وارد سیلندر گردیده و بصورت فشار ثابت پایان می‌یابد. (d-a)



شکل ۱ دیاگرام **P-V** ایده آل یک سیلندر و پیستون

r را نسبت فشار سیکل کمپرسور می‌گویند. ($r = \frac{P_2}{P_1}$)

در عمل و در نسبت فشارهای بالا از کمپرسورهای چند مرحله ای استفاده می شود. بدین‌معنی که عمل تراکم به چند مرحله تراکمی کوچکتر تقسیم و از خنک‌کن‌های میانی بین هر مرحله استفاده می گردد. همانطور که خواهیم دید کار کمپرسورهای رفت و برگشتی مقدار زیادی به مرحله تراکم بستگی دارد، لذا اصلاحات بایستی بر روی این مرحله صورت گیرد. بدین صورت عمل می کنیم که گاز را تا میزان معینی متراکم کرده و سپس آن را وارد یک خنک کن میانی کرده و دمای آن را حدالامکان پایین می آوریم حال

این هوا را وارد کمپرسور دوم کرده و فشار را تا میزان مورد نظر افزایش می دهیم لازم بذکر است که جنس لوله های مسیر از آلومینیم انتخاب شده است که ضریب انتقال حرارت مناسبی دارد. با استفاده از این روش (کاهش دما) کار را به میزان قابل توجهی کاهش دهیم.

در کمپرسورها مرحله تراکم ممکن است بصورت ایده آل به سه حالت آدیاباتیک برگشت پذیر و هم دما برگشت پذیر و پلی‌تروپیک صورت می‌گیرد که در هر کدام کار انجام شده قابل محاسبه است.

هر گاه تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی قابل اغماض باشد کار کمپرسور به صورت زیر می شود:

$$W = -\int_1^2 v dp$$

بطور مثال برای محاسبه کار بصورت هم دما در یک کمپرسور تک مرحله‌ای داریم:

$$T = Cte. \rightarrow P_1V_1 = P_2V_2 = C \rightarrow V = C/P$$
$$\Rightarrow w = \int Vdp = \int c/p^{dp} = c\ln(p_2/p_1)$$
$$= p_1v_1\ln(p_2/p_1)$$

با همین روند کار در حالات آدیاباتیک و پلی‌تروپیک در یک کمپرسور تک مرحله‌ای قابل محاسبه است:

$$\rightarrow PV^n = cte$$

$$\rightarrow W = \dot{m}RT_1 {}^{n}\!/_{n-1}[(1-(\frac{P_2}{P_1}))^{(n-1/n)}]\ PV^n = cte$$

نکته بعدی این است که با تقریب می توان گفت که کار مراحل تخلیه و مکش ($\int \boldsymbol{Vdp}$) برابر صفر و مرحله انبساط ($\int \boldsymbol{pdv}$) برابر صفر است لذا کارکمپرسور تقریبا برابر کار مرحله تراکم است.

برای یک سیستم کمپرسور دومرحله ای داریم:

$$W = \dot{m}R {}^{n}\!/_{n-1}[T_1(1-(\frac{P_2}{P_1}))^{(n-1/n)} + T_3(1-(\frac{P_3}{P_2}))^{(n-1/n)}]$$

که :

P_1: فشار ورودی کمپرسور اول (اتمسفر)

P_2 : فشار خروجی کمپرسور اول

P_3 : فشار خروجی کمپرسور دوم

T_1 :دمای ورودی کمپرسور اول

T_3 : دمای ورودی کمپرسور دوم

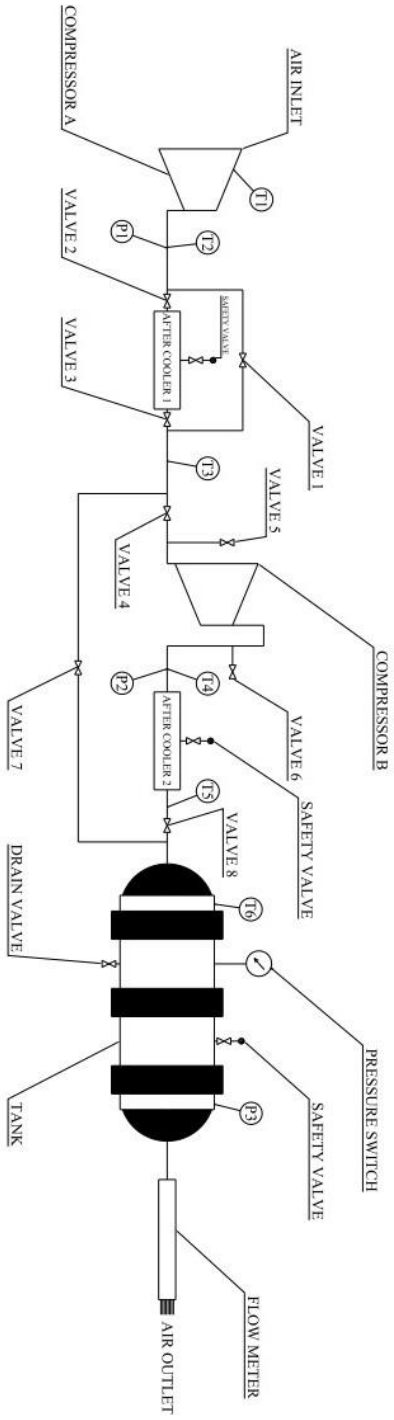
آخرین مسأله در مورد کمپرسورها بدست آوردن راندمان است که به صورت کار مطلوب به کار ورودی تعریف می گردد، کار ورودی توان خروجی به دستگاه است که از رابطه $V.I.\cos\varphi$ به دست می آید. کار مطلوب را نیز می‌توان از یکی از روابط ذکر شده در بالا محاسبه کرد.

شرح دستگاه:

دستگاه از دو کمپرسور کتابی با توان تقریبی یک اسب بخار برای هر کمپرسور، ۲ عدد مخزن با حجم ۲ لیتر که با ماده ای خاص پر شده به عنوان خنک کن، ابزار آلات کنترلی دما و فشار، شیرهای اطمینان و سوئیچ فشار و شیرهای تنظیم مسیر عبوری هوا تکمیل شده است. لازم بذکر است که نسبت پولی موتور به پولی‌های کمپرسور ۲۵/۵به ۷/۵ می باشد.

این دستگاه قابلیت بررسی چندین آزمایش متفاوت را دارا می باشد بدین صورت که نه تنها عملکرد کمپرسور دومرحله ای با خنک کن میانی را می توان بررسی کرد بلکه عملکرد کمپرسورهای دو مرحله ای بدون خنک کن و حتی کمپرسورهای تک مرحله‌ای نیز قابل بررسی می‌باشد. در تمامی طول مسیر ادوات مخصوص جهت بررسی دما و فشار نصب گردیده است. که در ذیل شرح برخی آزمایش‌های قابل انجام توسط این دستگاه بیان گردیده است.

در شکل ۲ دیاگرام دستگاه و محل هر یک از شیرها نشان داده شده است. برای ایجاد هر یک از حالات مورد بررسی باید برخی از شیرها بسته و برخی دیگر باز باشند. که نحوه باز و یا بسته بودن هر یک از شیرها در مراحل مختلف آزمایش در ادامه آورده شده است.



شکل ۲ نمای شماتیکی از دستگاه

روش انجام آزمایش

همانطور که ذکر شد این دستگاه قابلیت انجام آزمایش بر روی کمپرسور های تک مرحله ای و دو مرحله (با خنک کن میانی و بدون خنک کن میانی)را دارا می باشد.

در ابتدا پس از تنظیم شیرهای مسیر مطابق با آنچه ذکر شد مخزن را تخلیه کرده تا فشارسنج‌ها بر روی صفر قرار گیرند. سپس دستگاه را روشن می کنیم. شیرهای خروجی مخزن را کامل بسته تا مخزن و مسیر به فشارهای مورد نظر برسد . حال شیر روتامتر را باز کرده و دبی خروجی را به نحوی تنظیم میکنیم که فشار مخزن ثابت بماند.

به سیستم حداقل ۱۰ تا ۱۵ دقیقه زمان می دهیم تا به حالت پایا برسد. با خواندن دما و فشار های خط میتوان کار کمپرسور را محاسبه کرد. جهت محاسبه راندمان با خواندن آمپر و $\cos\varphi$ متر توان ورودی به دستگاه را محاسبه نمایید.

شیرها را طبق الگوی داده شده می بندیم. شیرهای خروجی مخزن (تخلیه و روتامتر) را بسته تا فشار مخزن به فشار مطلوب خروجی برسد.(فشارهای ۳ و ۵ بار جهت فشار مخزن پیشنهاد می گردد.) زمانی که فشار به میزان مطلوب رسید. شیر روتامتر را به حدی باز می کنیم که فشار سنج عدد ثابتی را نمایش دهد(دبی ورودی و خروجی برابر باشد) به سیستم ۱۵ دقیقه زمان میدهیم تا به حالت پایدار برسد، سپس دماها و فشارها را می خوانیم.

۱)بررسی عملکرد کمپرسور دومرحله‌ای با خنک‌کن بعد از هر مرحله:

شیرهای شماره (۱) و (۵) و (۶) و (۷) را بسته و شیرهای شماره (۲) و (۳) و (۴) و (۸) را باز می کنیم.

۲) بررسی عملکرد کمپرسور دومرحله‌ای بدون خنک کن مرحله‌ی یک:

شیرهای شماره (۲) و (۳) و (۵) و (۶) و (۷) را بسته و شیرهای شماره (۱) و (۴) و (۸) را باز می کنیم.

۳) بررسی عملکرد کمپرسورتک مرحله‌ای با خنک کن:

شیرهای (۱) و (۴) و (۸) را بسته و شیرهای شماره (۲) و (۳) و (۵) و (۶) و (۷) را باز می کنیم.

۴) بررسی عملکرد کمپرسورتک مرحله‌ای بدون خنک کن:

شیرهای (۲) و(۳) و (۴) و (۸) را بسته و شیرهای شماره (۱) و (۵) و (۶) و (۷) را باز می کنیم.

نکته:توجه شود که در حالت تک مرحله ای حتما شیرهای دو سر کمپرسور دوم باز باشند. تا تحت فشار قرار نگیرد.

۵) کمپرسورها بصورت موازی

کمپرسور ها مانند پمپ ها می توانند بصورت سری و موازی بسته گردند که در حالت سری دبی ها یکسان ولی در حالت موازی دبی‌ها با هم جمع می گردند.

شیرهای (۲) و (۳) و (۵) و (۷) و (۸) باز و شیرهای (۱) و (۴) و (۶) بسته باشد.

توجه کنید که برای تنظیم فشار کمپرسور اول و شبیه سازی فشارهای بالاتر از شیرهای ۱ و ۲ استفاده کنید.

توجه کنید که بعد از پایان هر آزمایش باد مخزن به صورت کامل تخلیه گردد.

از آنجایی که روتامترها برای فشار اتمسفر کالیبره شده‌اند، پس از خواندن دبی حجمی به کمک روتامتر، به کمک فایل اکسل مربوط به کالیبره روتامتر در فشارهای مختلف دبی حجمی واقعی را محاسبه نمایید. (این فایل به همراه گزارش کار تحویل داده می شود)

جدول۱- مقادیر اندازه‌گیری شده در آزمایش کمپرسور دو مرحله‌ای

موازی	تک مرحله‌ای بدون خنک‌کن	تک مرحله‌ای با خنک‌کن	دو مرحله‌ای بدون خنک‌کن	دو مرحله‌ای با خنک‌کن	کمیت
					$\dot{V}\ (m^3/hr)$
					$\dot{m}\ (kg/s)$
					$T_1(k)$
					$T_2(k)$
					$T_3(k)$

$T_4(k)$					
$T_5(k)$					
$T_6(k)$					
$P_1(Pa)$					
$P_2(Pa)$					
$P_3(Pa)$					
V (volt)					
I (A)					
Cos φ					

خواسته های آزمایش

۱. جدول زیر را برای آزمایش کمپرسور دو مرحله‌ای با خنک‌کن و بدون خنک‌کن تکمیل کنید.

با خنک‌کن	بدون خنک‌کن	تعریف	کمیت محاسباتی
		توان n پلی تروپیک کمپرسور مرحله اول	n_1
		توان n پلی تروپیک کمپرسور مرحله دوم	n_2
		کار کمپرسور اول	W_1 (J/kg)
		کار کمپرسور دوم	W_2 (J/kg)
		راندمان کمپرسور	η(%)

۲. قانون اول ترمودینامیک برای کمپرسور به چه صورت در می‌آید. فرضیات خود را بنویسید.

۳. سیکل تئوری کمپرسور دو مرحله‌ای با خنک‌کن میانی را روی محورهای T-s و P-v رسم نموده و فرایندهای ترمودینامیکی را در هریک مشخص کنید.

۴. با استفاده از رابطه انتگرالی برای کار کمپرسور توضیح دهید چرا خنک کردن گاز باعث کاهش کار مصرفی کمپرسور می‌گردد.
۵. در یک کمپرسور دو مرحله‌ای برای حداقل شدن کار ورودی باید چه رابطه‌ای بین مقادیر نسبت فشار هوای ورودی و خروجی کمپرسورها برقرار باشد؟
۶. بعد از تنظیم شیرها به صورت داده شده با داشتن فشارها و دما های مورد نیاز، کار در حالت های هم دما و پلی تروپیک و ایزنتروپیک را محاسبه نمایید.

راهنمایی: محاسبه راندمان:

همانطور که قبلا گفته شد هدف این دستگاه بدست آوردن راندمان(η) است .

$$\eta = \frac{\text{کار هم دما یا پلی تروپیک یا آیزنتروپیک}}{V.I.cos\varphi}$$

آزمایش دیگ مارست

هدف

هدف از این آزمایش تعیین رابطه بین فشار و درجه حرارت بخارآب اشباع درحالت تعادل آب درفاصله صفر تا پنج بار است، همچنین از دیگر اهداف این آزمایش مقایسه مقادیر اندازه گیری شیب اشباع بامقادیر محاسبه شده به کمک معلومات جدول بخارآب اشباع می باشد.

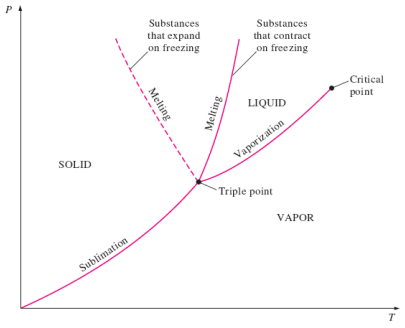
تئوری

اگر انرژی به آب اضافه بشود افزایش فعالیت مولکول ها سبب میشود تعدادی از آنها سطح مایع را ترک کنند و این عمل تا رسیدن به یک تعادل ادامه پیدا می کند.این تعادل بستگی به فشار ماده خالص در مجاورت با آب دارد. هرچه فشار کمتر باشد مولکول ها راحت تر سطح مایع را ترک کرده و انرژی کمتری برای رسیدن به تعادل نیاز دارند.

هرگاه فشار بخار یک جامد در دماهای مختلف و تا رسیدن به نقطه سه گانه و همین فشار برای یک مایع تا رسیدن به نقطه بحرانی اندازه گیری شود و نتایج دریک نمودارP-T رسم شود، گراف شکل ۳ راخواهیم داشت. این نمودار، وجود همزمان موارد زیر را نشان می دهد:

۱. جامد و بخار در امتداد منحنی تصعید قرار می گیرند.(sublimation)
۲. مایع و بخار در امتداد منحنی تبخیر قرار می گیرند.(vaporization)
۳. مایع و جامد در امتداد منحنی ذوب قرار می گیرند.(melting)

در حالت خاصی که ماده مورد نظرآب باشد، منحنی تصعید خط شبنم، منحنی تبخیرخط بخار و منحنی ذوب خطی نامیده می شود .شیب منحنی های تصعید و بخار برای تمام مواد مثبت هستند. اما شیب منحنی ذوب ممکن است مثبت یا منفی باشد. باید توجه کرد که شیب این منحنی برای اکثر مواد مثبت است، اما آب یکی از استثناءهای مهم می باشد.

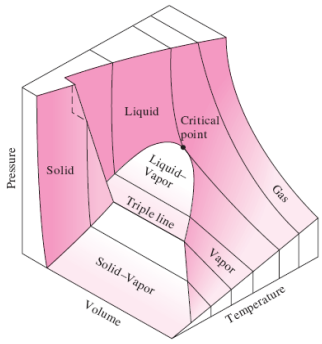


شکل ۳ نمودار **P-T**

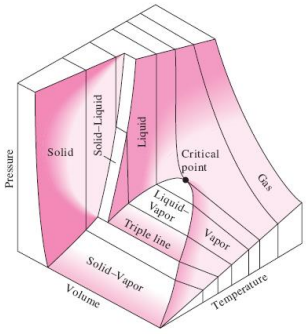
با مراجعه به معادله کلاپیرون، شیب منحنی ذوب هر ماده ای که ضمن ذوب شدن منقبض شود (مانندآب) منفی و برای موادی که ضمن ذوب شدن منبسط شوند مثبت خواهد بود.

نقطه برخورد منحنی های تصعید و تبخیر را نقطه سه گانه میگویند. باید توجه کردکه تنها درنمودار P-T حالت سه گانه یک ماده به شکل یک نقطه قابل نمایش است. درصورتیکه در نمودار P-V این نقطه به صورت یک خط ظاهرمیگردد.

چنانچه از یک دیاگرام سه مختصاتی P-T-V استفاده شود، می توان کلیه اطلاعات موجود در دیاگرامهای P-V و P-T را یک جا نشان داده و در نتیجه سطح P-T-V را داشته باشیم. دو نمونه از این سطوح در شکلهای(۲) و (۳) نشان داده شده است. شکل(۲) رویه ترمودینامیکی مربوط به ماده ای مانندآب است که ضمن ذوب شدن منقبض می شود و شکل(۳) برای ماده ای نظیر CO_2 است که حین ذوب، منبسط می گردد.



شکل ۴ سطح P-V-T برای ماده ای که موقع ذوب منقبض می شود.



شکل ۵ سطح **P-V-T** برای ماده ای که موقع ذوب منبسط می شود.

دیگ مارست وسیله ای است که با استفاده از آن رابطه بین فشار و دمای بخار اشباع در حالت تعادل بخار آب با آب مایع مورد مطالعه قرار می گیرد.

شرح دستگاه

این دستگاه شامل یک فضای حجم ثابت بوده که با قراردادن آب در این فضا و اعمال گرما طی یک تحول حجم ثابت، تغییر فاز آب مایع را به بخار آب خواهیم داشت. در طول فرایند، همواره دو فاز مایع و بخار در مجاورت هم خواهند بود. با استفاده از تجهیزات اندازه گیری نصب شده، در هر لحظه مقادیر مربوط به فشار و دما قابل اندازه گیری می باشند.

شکل ۶ نمای کلی از دستگاه

اجزای دستگاه

- دیگ
- دماسنج
- فشارسنج
- هیتر
- سیستم ایمنی(safety valve)
- تابلو برق
- شیرتخلیه
- شیر پرکن
- شیر خروجی آب اضافی(over flow valve)

جدول ۱ مشخصات دستگاه

حجم داخل دیگ	3.45 (Lit)
محدوده فشار	0 - 5 (bar)
محدوده دما	0 - 180 (˚C)
توان الکتریکی هیتر	2 (KW)

راه‌اندازی دستگاه

۱. دیگ را از طریق قیف مخروطی بالا با آب مقطر پر می کنیم تا زمانی که آب از شیر اضافی (overflow) که در کنار دیگ است خارج شود و سپس شیر over flow را میبندیم. حجم آب درون دیگ حدوداً 2500 cc می باشد.
۲. دستگاه به برق وصل شده و کلید اصلی آن در وضعیت بسته (on)قرار داده شود.
۳. با باز نگه داشتن شیر ورودی که در بالای دستگاه است، هیتر را روشن می کنیم.
۴. بعد از مشاهده خروج بخار از شیر ورودی و رانده شدن هوای موجود درداخل دیگ به خارج از آن شیر ورودی بسته گردد.
۵. بعد از شروع فرآیند جوشش و بسته شدن شیر قسمت ورودی، با توجه به طول زمان آزمایش می توان از هیتر همزمان برای افزودن انرژی حرارتی به سیستم استفاده نمود.
۶. بعد از بسته شدن شیر ورودی، با افزودن انرژی حرارتی به سیستم فشار و دمای آن به طور پیوسته تغییر خواهد نمود. از آنجایی که نوع فرایند یک فرایند حجم محدود می باشد لذا دو فاز مایع و بخار همواره درمجاورت هم خواهند بود.طی آزمایش به ازای تغییرات فشار مقادیردمای مربوط به همان فشار را یادداشت کرده و ستون مربوط به دمای بخار در حالت افزایش فشار جدول ۲ تا فشار ۵ بار کامل کنید.
۷. بعد از رسیدن فشار به ۵ بار با قطع جریان الکتریسیته و از مدارخارج نمودن هیتر الکتریکی افت انرژی حرارتی سیستم و در نتیجه کاهش فشار مجدداً دماهای مربوط به هرکدام از فشارها را این بار برای تحول خنک شدن بدست آورده و ستون مربوط به دمای بخار در حالت کاهش فشار جدول ۲ را تکمیل نمایید.
۸. در انتهای آزمایش کلید اصلی دستگاه را در وضعیت off قرار می دهیم.

محاسبات

شیب $(dp / dT)sat$بدست آمده ازطریق آزمایش با مقدار بدست آمده از جداول بخار آب می تواند مورد مقایسه قرارگیرد.در این آزمایش باید از فشار مطلق استفاده کنیم. برای یک ماده خالص که به صورت یک مخلوط از دو فاز موجود می باشد رابطه کلاوزیوس - کلاپیرون فشار حرارت و انبساط را مرتبط میکند.

$$\left(\frac{\mathrm{dT}}{\mathrm{dP}}\right)_{\mathrm{SAT}} = \frac{(T * \nu_g)}{h_{fg}} \quad (۱)$$

که در آن

حجم مخصوص آب مایع اشباع= ν_f

حجم مخصوص بخار اشباع= ν_g

آنتالپی آب مایع اشباع= h_f

آنتالپی آب بخار اشباع = h_g

گرمای نهان تبخیر= h_{fg}

از روی منحنی درجه حرارت و فشار شیب منحنی را در تعدادی از نقاط بدست آورده و برای مقادیر فشار مقدار T*νg/hfg را محاسبه کنید و دو مقدار dT/dp مقدار تجربی و محاسبه شده را در جهت فشار مطلق رسم نمایید.

نکته: در صورتی که دمای مخزن به۱۸۰ درجه سلسیوس برسد هیتر خاموش میشود.

جدول ۲ داده‌های آزمایش

فشار مطلق (bar)	فشار نسبی (bar)	دمای بخار			شیب اندازه گیری شده dT/dp	شیب محاسبه شده T *νg/hfg
		افزایش	کاهش	معدل		
۱	۰					
۲	۱					
۳	۲					
۴	۳					
۵	۴					
۶	۵					
۷	۶					
۸	۷					
۹	۸					
۱۰	۹					

خواسته های آزمایش

۱. جدول ۲ را تکمیل نمائید.
۲. نمودار تغییرات دما را نسبت به تغییرات فشار مطلق رسم نمایید.
۳. تغییرات $\left(\frac{dT}{dP}\right)$ را نسبت به تغییرات فشارمطلق درهمان گراف اولیه مربوط به بند(۲)رسم نمایید
۴. تغییرات $\frac{(T*v_g)}{h_{fg}}$ را نسبت به تغییرات فشارمطلق درهمان گراف اولیه مربوط به بند(۲)رسم نمایید.
۵. گراف های حاصل از نتایج بدست آمده ازآزمایش را با مقادیرمحاسبه شده مقایسه و بحث نمایید.
۶. در رابطه با هر نوع اختلاف بین نتایج حاصل از آزمایش و محاسبه و همچنین منابع خطا توضیح دهید.
۷. با توجه به رابطه کلاپیرون h_{fg} رامحاسبه نمایید.
۸. این مقدار را با مقدار h_{fg} قرائت شده ازجدول ترمودینامیکی مقایسه کنید.
۹. دلیل اینکه درابتدای آزمایش حتماً باید هوای موجود درداخل دیگ تخلیه گردد توضیح دهید.
۱۰. در خصوص رفتار مایع و بخارمشاهده شده درطول آزمایش بحث نموده و مثال هایی از کاربرد این خصوصیات در صنعت نام ببرید.

سیکل تبرید تراکمی

هدف

آش نایی با اجزای اصلی یک سیکل تبرید تراکمی ، تعیین ضریب عملکرد و شناخت پارامتر های تاثیر گذار بر روی ضریب عملکرد ، بررسی سیکل بر روی نمودار های ترمودینامیکی و مقایسه سیکل واقعی و ایده آل.

تئوری

یکی از مهم‌ترین کاربردهای علم ترمودینامیک تبرید می باشد. دستگاه های سردکن و پمپ های حرارتی عملیات تبرید را انجام می‌دهند و چرخه ای که این دستگاه ها بر مبنای آن کار می‌کنند، چرخه تبرید نام دارد. چرخه تبرید انواع مختلفی دارد. در چرخه تبرید تراکمی بخار، سیال به صورت متناوب تبخیر و تقطیر می شود و تراکم در فاز بخار صورت می‌گیرد. در چرخه تبرید گازی، مبرد در تمامی مراحل به صورت گاز باقی می‌ماند و در چرخه تبرید به روش جذبی، سیال پیش از تراکم در سیال دیگری حل می‌شود. همان طور که در بالا ذکر شد در این آزمایش به شناخت پارامتر های مختلف تاثیرگذار بر روی سیکل تبرید تراکمی بخار پرداخته می‌شود. اساس کار سیکل تبرید تراکم، جذب گرما از یک منبع با درجه حرارت پایین در اوپراتور و تحویل گرما در حین تقطیر در کندانسور است. دستگاه های سردکن و پمپ های حرارتی که طبق این چرخه عمل میکنند، عملا کار یکسانی انجام می‌دهند و تنها در هدف اختلاف دارند. هدف پمپ های حرارتی گرم کردن یک محیط گرم می‌باشد حال آنکه سردکن ها دمای محیط با دمای پایین تر را پایین تر می‌برند. همان طور که می‌دانیم انتقال حرارت از محیط گرم به محیط سرد امری طبیعی است. حال آنکه برای محقق کردن معکوس این فرآیند، یعنی انتقال گرما از محیط با دمای پایین تر به محیط با دمای بالاتر، طبق قانون دوم ترمودینامیک باید کار وارد سیستم شود.

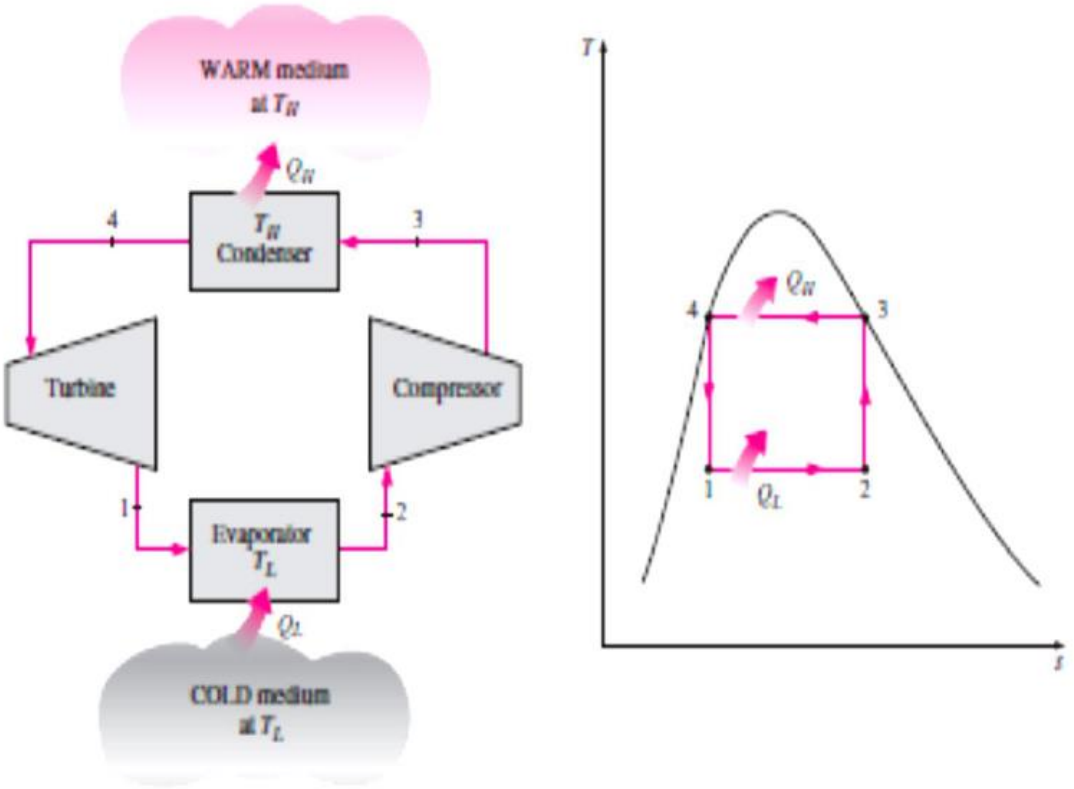
آشنایی سیکل ها

الف) سیکل کارنوی معکوس

از ترمودینامیک می دانیم که سیکل کارنو یک سیکل برگشت پذیر کلی است و شامل دو فرایند تک دمای برگشت پذیر و دو فرایند تک آنتروپی است .بازده گرمایی آن، برای حدود دمای مشخص، مقدار ماکزیممی دارد و به عنوان استانداردی عمل می کند که بازده سیکل های قدرت واقعی را میتوان با آن مقایسه کرد . چون سیکل کارنو یک سیکل برگشت پذیر است، تمام چهار فرایند تشکیل دهنده آن را می توان معکوس کرد .معکوس کردن سیکل باعث معکوس شدن جهت بر هم کنش های کار و گرما میشود .در نتیجه، سیکلی به دست می آید که در جهت پادساعتگرد کار می‌کند، و به آن سیکل کارنوی معکوس می‌گویند .

یخچال یا پمپ گرمایی را که بر مبنای سیکل کارنوی معکوس کار می‌کند یخچال کارنو یا پمپ گرمای کارنو می گویند.

سیکل کارنوی معکوسی را در نظر بگیرید. مبرد گرمای Q_L را از منبع دما پایین T_L بصورت تک دما جذب میکند (فرایند ۲-۱) تا حالت ۳ بصورت تک آنتروپی متراکم می شود .(دمای آن تا T_H افزایش می یابد) ، گرمای Q_Hرا بطور تک دما به منبع دما بالای T_H دفع می‌کند (فرایند۳-۴) و به طور تک آنتروپی تا حالت ۱منبسط می‌شود (دمای آن تا T_L کاهش می یابد) مبرد در فرایند ۳-۴ کندانسور در حالت اشباع به حالت مایع اشباع در می آید.



ضرایب عملکرد یخچال ها و پمپ های کارنو بصورت زیر تعیین میشود:

$$COP_{R,\text{کارنو}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1}$$

$$COP_{R,\text{کارنو}} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}}$$

توجه کنید که با افزایش اختلاف دماها، یعنی با افزایش T_Lیا با کاهش T_H ، یا هر دو، COPها افزایش می یابند.

از میان تمام سیکل های تبریدی که بین حدود دمای یکسان کار میکنند سیکل تبرید کارنو کار آمد ترین سیکل است .بنابراین، بدیهی است بخواهیم سیکل کارنو را به عنوان سیکل ایده آلی برای یخچال ها و پمپ گرما در نظر بگیریم .اما همانطور که در زیر توضیح داده شده است، سیکل کارنوی معکوس مدل مناسبی برای سیکل های تبرید نیست.

انجام دو فرایند تک دما عملا کار مشکلی نیست زیرا، با ثابت نگه داشتن فشار، دمای مخلوط دو فازی در دمای اشباع ثابت می ماند، بنابراین در اواپراتورها و کندانسور های واقعی میتوان به فرایند های ۲-۱ و ۴-۳ نزدیک شد. اما فرآیندهای ۳-۲ و ۴-۱ را عملا نمی‌توان به وجود آورد. فرآیندهای ۳-۲ با تراکم مخلوط مایع -بخار سرو کار دارند، و احتیاج به کمپرسوری دارد که با دو فاز کار کند، و فرایند۴-۱ با انبساط مبردی سرو کار دارد که دارای رطوبت بالایی است.

به نظر می رسد که با انجام سیکل کارنوی معکوس در خارج از ناحیه ی اشباع می توان این مشکلات را رفع کرد .اما در این حالت برای حفظ شرایط تک دما در فرایند های جذب و دفع گرما مشکل خواهیم داشت. بنابراین، نتیجه میگیریم که سیکل کارنوی معکوس را در وسایل واقعی نمی توان حتی بطور تقریبی اجرا کرد و این سیکل مدل مناسبی برای سیکل های تبرید نیست .ولی، از سیکل کارنوی معکوس به عنوان استانداردی که

سیکل های تبرید واقعی با آن مقایسه میشوند می توان استفاده کرد.

ب) سیکل تبرید تراکمی ایده آل

با جایگزین کردن توربین توسط یک وسیله فشار شکن، مانند شیر انبساط یا لوله مویین و تبخیر کامل مبرد قبل از

تراکم آن، میتوان بسیاری از مشکلات عملی مربوط به سیکل کارنوی معکوس را حل کرد .سیکل حاصل را سیکل تبرید تراکمی ایده ال می گویند که نمودار T-S آن نشان داده شده است. سیکل تبرید تراکمی متداول ترین سیکلی است که در یخچال ها، سیستم های تهویه مطبوع، و پمپ های گرما بکار میرود.

این سیکل از چهار فرایند تشکیل شده است:

2-1 تراکم تک آنتروپی در کمپرسور

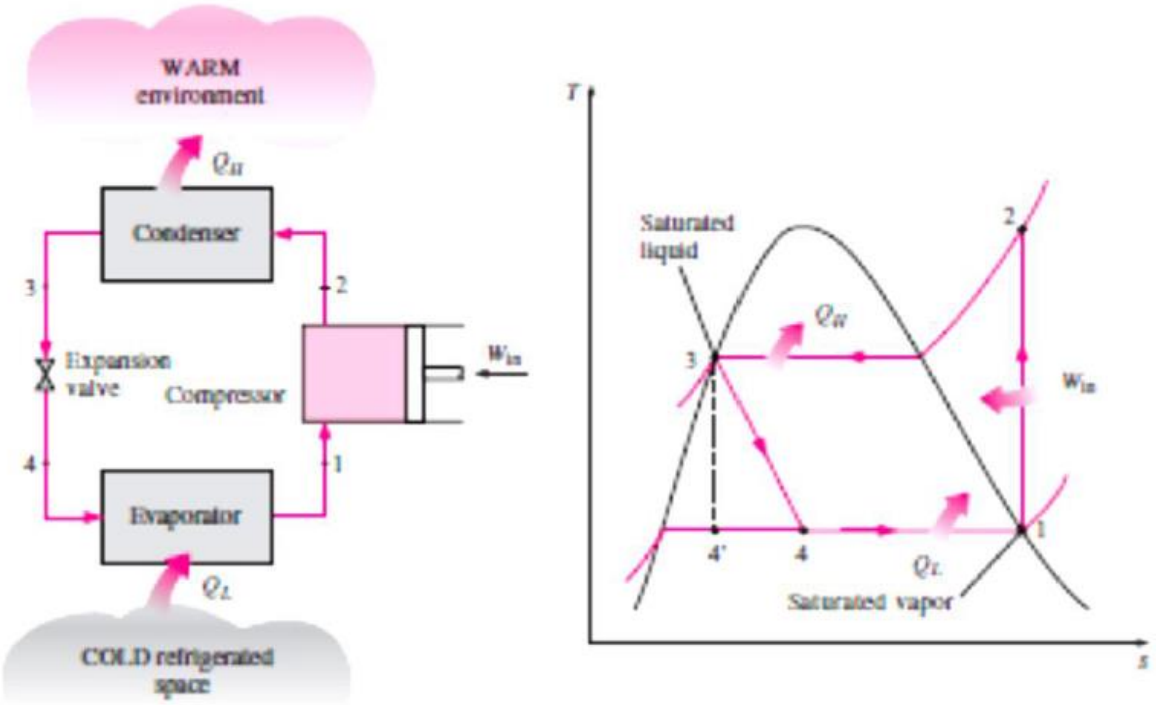
3-2 دفع گرما با فشار ثابت در کندانسور

4-3 فشار شکنی در وسیله ی انبساط

1-4 جذب گرما با فشار ثابت در اواپراتور

در سیکل تبرید تراکمی ایده آل، مبرد در حالت 1 بصورت بخار اشباع وارد کمپرسور میشود و بطور تک آنتروپی تا فشار کندانسور متراکم میشود . در این تراکم تک آنتروپی، دمای مبرد خیلی بیشتر از دمای

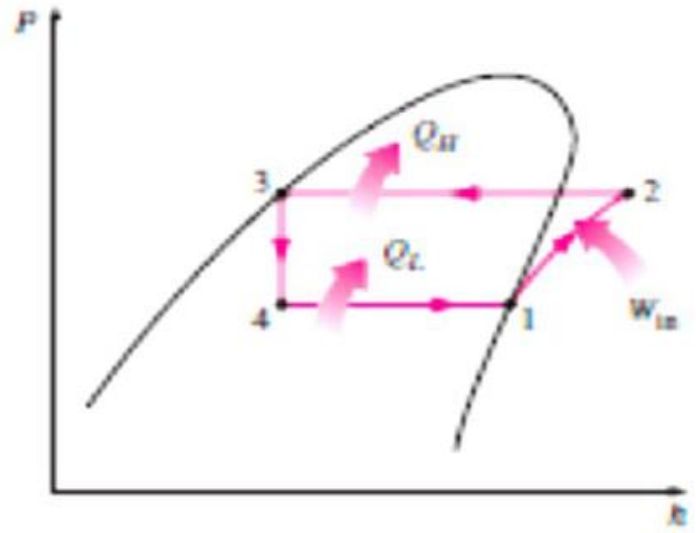
محیط اطراف میشود .مبرد سپس در حالت 2 بصورت بخار فوق گرم وارد کندانسور می شود و بر اثـر دفـع گرما به اطراف، در حالت 3 بصورت مایع اشباع از کندانسور خارج می شود .دمای مبرد در این حالت هنـوز بیشتر از دمای اطراف است .مبرد مایع اشباع در حالت 3 با عبور از شیر انبسـاط یـا لولـه مـویین تـا فشـار اواپراتور دستخوش فشار شکنی میشود .دمای مبرد در این فرایند به کمتر از دمای محیط سـرد شـده مـی رسد. مبرد در حالت 4 بصورت مخلوط اشباع با کیفیت کم وارد اواپراتور می شود، و با جذب گرما از محیط تبرید شده کاملا تبخیر می شود .مبرد بصورت بخار اشباع از اواپراتور خارج و دوباره وارد کمپرسـور شـده، و سیکل تکمیل می شود.



در یخچال های خانگی، محفظه فریزر که در آن گرما توسط مبرد جذب می شود به عنـوان اواپراتـور عمـل میکند .کویل های پشت یخچال، که در آن گرما به هوای آشپزخانه دفع می شود، به عنوان کندانسور عمل میکنند.

می دانیم که مساحت زیر منحنی فرایند در نمودار T-S انتقال گرما را برای فرایند های برگشت پذیر داخلی نشان میدهد .مساحت زیر منحنی فرایند ۱-۴ ،گرمای جذب شده توسط مبرد را در اواپراتور و مساحت زیر منحنی ۲-۳ گرمای دفع شده در کندانسور را نشان میدهند .یک قانون سر انگشتی این است که بـرای هـر درجه سانتیگراد افزایش دمای تبخیر یا برای هر درجه سانتیگراد کاهش دمای چگالش COP به اندازه ۲ تا ۴ درصد افزایش می یابد.

نمودار دیگری که اغلب در تحلیل سیکل های تبرید تراکمی به کار می رود نمودارP-h است .در این نمودار، سه تا از چهار فرایند بصورت خطوط راست هستند، و انتقال گرما در کندانسور و در اواپراتور با طول منحنی های متناظر متناسب است.



توجه کنید که برخلاف سیکل های ایده آل موجود در کتاب ترمودینامیک، سیکل تبرید تراکمی ایده آل یک سیکل برگشت پذیر داخلی نیست .زیرا شامل فرایند برگشت ناپذیر فشار شکنی است . به همین دلیل، از این سیکل به عنوان مدل بهتری برای سیکل تبرید تراکمی واقعی استفاده میشود.

تمام چهار جزء مربوط به سیکل تبرید تراکمی وسایل با جریان پایا هستند، و از این رو تمام چهار فرایند تشکیل دهنده سیکل را بصورت فرایند های پایا می توان بیان کرد .تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل مبرد در مقایسه با جمله های کار و انتقال گرما معمولا کوچک اند، و از آنها می توان صرفنظر کرد .بنابراین، معادله انرژی پایا بر مبنای جرم واحد به شکل زیر است:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i$$

کندانسور و اواپراتور فاقد بر هم کنش کارهستند، و کمپرسور را می توان تقریبا آدیاباتیک گرفت .بنابراین، ضریب عملکرد(cop) یخچال ها و پمپ های گرما را که بر مبنای سیکل تبرید تراکمی کار میکنند را میتوان بصورت زیر بیان کرد:

$$COP_R = \frac{q_L}{W_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP_{HP} = \frac{q_H}{W_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

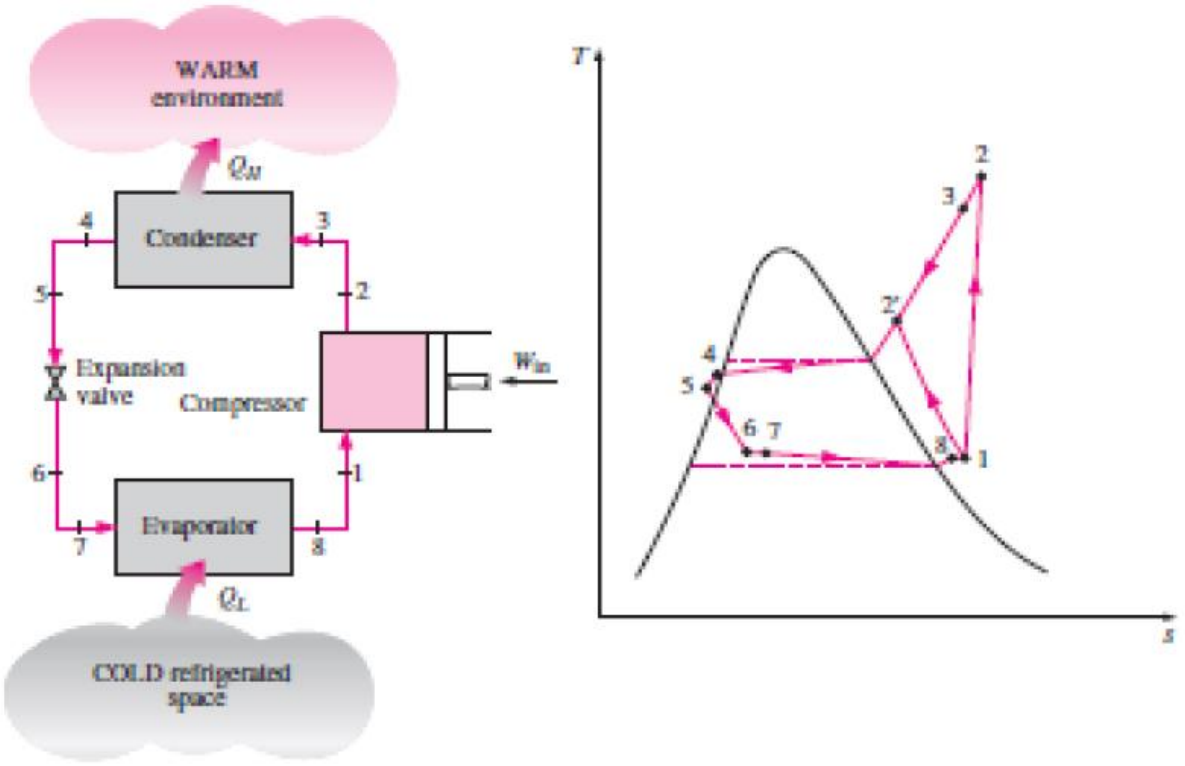
که در آن، در حالت ایده آل ، $h_2 = h_{f@p3}$ و $h_1 = h_{g@p1}$ می باشد.

ج) سیکل های تبرید تراکمی واقعی

سیکل تبرید تراکم واقعی با سیکل ایده آل چند تفاوت دارد، و این تفاوت ها عمدتا ناشی از برگشت ناپذیری هایی است که در اجزاء مختلف روی میدهند .دو تا از عوامل برگشت ناپذیری عبارتند از اصطکاک سیال (که باعث افت فشار می شود) و انتقال گرما به (یا از) اطراف . نمودار T-s سیکل تراکم واقعی در شکل نشان داده شده است.

در سیکل ایده آل، مبرد به صورت بخار اشباع از اواپراتور خارج، و وارد کمپرسور می شود .ولی، در عمل، نمیتوان حالت مبرد را دقیقا کنترل کرد .بلکه، بهتر است سیستمی طراحی شود که مبرد را در ورودی کمپرسور تا اندازه ای فوق گرم کند .مبرد قبلا از ورود به کمپرسور کاملا تبخیر می شود .همچنین، خط اتصال بین اواپراتور و کمپرسور معمولا خیلی بلند است؛ از این رو افت فشار حاصل از اصطکاک سیال ور انتقال گرما از اطراف به مبرد می تواند خیلی بلند باشد .تاثیر فوق گرمایش، جذب گرما در خط اتصال، و افت های فشار در اواپراتور و خط اتصال این است که حجم مخصوص افزایش می یابد، و از اینرو قدرت مورد نیاز کمپرسور افزایش می یابد زیرا کار جریان پایا متناسب با حجم مخصوص است.

فرایند تراکم در سیکل ایده آل از نوع برگشت پذیر داخلی و آدیاباتیک، (تک انتروپی) است .ولی، فرایند تراکم واقعی شامل اثرات اصطکاکی است، که آنتروپی را افزایش می دهند، و همچنین باعث افزایش انتقال گرما میشوند، و این افزایش بر حسب این که در چه جهتی باشد، باعث افزایش یا کاهش آنتروپی می شود . بنابراین، در فرایند تراکم واقعی، انتروپی مبرد، بر حسب این که کدام اثر غالب است، ممکن است افزایش ، (فرایند ۱-۲)؛ یا کاهش (فرایند۲-۱) یابد. فرایند تراکم ۲-۱حتی می تواند مطلوب تر از فرایند تراکم تک آنتروپی باشد، زیرا حجم مخصوص مبرد، و از اینرو کار ورودی مورد نیاز، در این حالت کوچکتر است . بنابراین، در صورتیکه عملی و اقتصادی باشد، مبرد را باید در فرایند تراکم خنک کرد.



در حالت ایده آل، فرض می شود مبرد بصورت مایع اشباع در فشار خروجی کمپرسور از کندانسور خارج میشود .ولی در حالت های واقعی، مقداری افت فشار در کندانسور -کمپرسور -شیر انبساط وجود دارد . همچنین، نمیتوان به سهولت فرایند چگالش را با آنچنان دقتی انجام داد که مبرد در انتهای فرایند بصور تمایع اشباع باشد، و فرستادن مبرد به شیر انبساط قبل از چگالش کامل آن کار مطلوبی نیست .بنابراین مبرد قبل ورود به شیر انبساط کمی فرسوده می شود .ولی، هیچ وقت اهمیتی به این موضوع نمی دهیم زیرا مبرد در این حالت با آنتالپی کمتری وارد اواپراتور می شود و می تواند گرمای بیشتری را از فضای تبرید شده جذب کند .شیر انبساط و اواپراتور معمولا خیلی نزدیک به هم قرار می گیرند .و بنابراین افت فشار در خط اتصال کوچک است.

انتخاب مبرد مناسب

برای طراحی سیستم تبرید، مبرد های مختلفی را می توان انتخاب کرد، از قبیل کلروفلوئورکربن ها(CFC) آمونیاک، هیدروکربن ها (پروپان، اتان، اتیلین و غیره)، در اکسید کربن، هوا (در تهویه مطبوع هواپیما، و حتی آب (در کاربرد های بالای نقطه ی انجماد .)انتخاب مناسب به شرایط موجود بستگی دارد .از بین این مبردها CFC هایی مانند R-502 ، R-134a ، R-22 ، R-12، R- 11 متجاوز از 90 درصد بازار را در ایالات متحده به خود اختصاص داده اند.

آمونیاک به علت ارزان تر بودن، COP بالاتر، دارا بودن خواص ترمودینامیکی و قابلیت حمل و نقل بهتر، عدم آسیب رسانی به لایه اوزون و همچنین قابلیت ردیابی در صورت نشتی در مصارف تجاری و صنعتی، کاربرد بسیار دارد اما سمی بودن آن، مانعی برای استفاده در مصارف خانگی به شمار می‌آید. در چیلر های آب با ظرفیت زیاد که درسیستم های تهویه مطبوع به کار می روند عمدتا از فریون R-111استفاده می شود. فریون R-12 در یخچال ها و فریزر های خانگی، و در سیستم تهویه ی اتومبیل‌هااستفاده می شود. فریون R-22 در سیستم های تهویه مطبوع پنجره‌ای، در پمپ های گرما، در سیستم های تهویه مطبوع تجاری، و در سیستم های تبرید بزرگ صنعتی به کار می رود و رقیب مهمی برای آمونیاک به شمار می‌آید. R502 (ترکیبی از R-15 وR22) مبردی کاربردی در سیستم های تبرید تجاری است و در سیستم هایی که با تراکم یک مرحله ای کار میکنند دماهای پایینی را در اواپراتور ها به وجود می آورد. دو پارامتر مهمی که در انتخاب مبرد باید در نظر گرفته شود، عبارتند از، دماهای دو محیط (فضای تبرید شده و اطراف)که مبرد با آنها تبادل گرما دارد. برای ایجاد انتقال گرما با آهنگ معقول بین مبرد و محیطی که مبرد با آن انتقال گرما دارد اختلاف دمای 5 تا 10 درجه ی سانتیگراد باید وجود داشته باشد مثلا اگر بخواهیم فضای تبرید شده در 10- درجه سانتیگراد بماند، دمای مبرد در ضمن جذب گرما در اواپراتور باید تقریبا 20- درجه سانتیگراد باشد. کمترین فشار در سیکل تبرید در اواپراتور روی میدهد، و این فشار باید بیشتر از فشار اتمسفر باشد تا از نشت هوا به داخل سیستم تبرید جلوگیری شود. بنابراین، در این حالت خاص، مبرد در - 20درجه سانتیگراد باید دارای فشار atm ۱ یا بالاتر باشد. آمونیاک و R-134 دو نمونه از این مواد هستند. دما (واز اینرو فشار) مبرد در کندانسور بستگی به محیطی دارد که گرما به آن دفع میشود .اگر مبرد توسط آب خنک کن، به جای هوا، در کندانسور خنک شود، دماهای پایین تری را در کندانسور (و از این رو cop های بالاتر)را می توان بدست آورد .ولی استفاده از آب خنک کن توجیه اقتصادی ندارد، مگر در سیستم های تبرید صنعتی. نمی‌توان دمای مبرد را در کندانسور به کمتر از دمای محیط خنک کن رساند، واگر بخواهیم فرایند دفع گرما تقریبا تک دما باشد، فشار اشباع مبرد در این دما باید خیلی کمتر از فشار بحرانی آن باشد.اگر هیچ مبردی نتواند به تنهایی شرایط دمایی را برقرار کند، از دو یا تعداد بیشتری سیکل تبرید یا مبرد های مختلف که بطور سری قرار گرفته‌اند می توان استفاده کرد .این نوع سیستم های تبرید را، سیستم زنجیره ای می گویند.

سایر مشخصاتی که یک مبرد باید دارا باشد عبارتند از:

غیر سمی، غیرخورنده، اشتعال ناپذیر، و بطور شیمیای پایدار، داشتن آنتالپی تبخیر بالا (که آهنگ جریان جرمی را به حداقل می رساند، و البته قابل دسترسی با قیمت کم.)

در پمپ های گرما، دما(و فشار) مینیمم مبرد می تواند خیلی بیشتر باشد زیرا معمولا از محیط هایی گرما میگیرند که دمایشان خیلی بالاتر از دماهایی هستند که در سیستم های تبرید با آنها مواجه می شویم.

شرح دستگاه

سیال عامل در این سیکل R134a می باشد. منبع دما پایین در اواپراتور، هوای اتمسفر است و این بدین معنی است که حرارت دریافتی از هوای اتمسفر در اواپراتور به R134a منتقل می شود و باعث تبخیر آن می گردد .در کندانسور بخار داغ R134a گرمای نهان خود را به هوا منتقل می کند و تقطیر می گردد . سیکلی که R134a در این دستگاه طی می کند همان سیکل تبرید تراکمی است که در بخشهای قبل توضیح داده شد .شیر انبساط از نوع ترمواستاتیکی است . و دماسنج ها، دماسنج دیجیتال هستند .اگر بار کمپرسور از حد مجاز بیشتر شود ، سیستم های حفاظتی ، کمپرسور را خاموش می کنند و در صورت رفع اشکال دوباره به کار می افتد. مطلب قابل توجه این است که بخار ورودی به کمپرسور باید تقریبا به میزان سوپرهیت(فوق داغ)باشد. یعنی T_4 دمای R134a در ورود به کمپرسور، باید بالاتر از دمای اشباع در فشار اواپراتور باشد (این امر هم به این خاطر است که ورودی به کمپرسور فاز گاز داشته باشد.)

دستگاه از اجزای مختلفی شامل؛

- کمپرسور اواپراتور(هوایی)
- کندانسور(هوایی)
- اوپراتور
- شیر انبساط
- لوله‌های مویین با طول ۱.۵ و ۳ و ۶ متر
- ساید گلاس برای مشاهده وضعیت سیال در مسیر
- درایر
- رسیور
- شیر برقی
- فشار سنج‌های مخصوص گاز R134a
- ترموکوپل
- تابلو برق، که علاوه بر نمایش دما، آمپر و ولتاژ کمپرسور نیز بر روی آن نمایش داده می شود.

مراحل انجام آزمایش

ابتدا دستگاه را به وسیله کلید on/off روشن کنید. سپس کمپرسور و فن های مربوط به کندانسور و اوپراتور را روشن نمایید.

- در مرحله اول به وسیله شیرهای موجود در مسیر فشارشکن ها، مسیر مربوط به شیر انبساط را باز نگه داشته و مسیر لوله های مویین را ببندید.
- به دستگاه زمان دهید تا به حالت پایدار برسد.
- پارامترهای مختلف را در جدول زیر یادداشت نمایید.
- آزمایش را برای مسیر لوله مویین ۱.۵ متری، ۳ متری و ۶ متری تکرار نمایید.

❖ نکته: توجه کنید که فشارسنج‌ها و ترموکوپل‌ها با شماره‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب، فشار و دمای ورودی به اواپراتور، کمپرسور، کاندنسور و دستگاه‌های انبساطی رانمایش می‌دهند.

مراحل آزمایش	T_1	T_2	T_3	T_4	P_1	P_2	P_3	P_4	I (A)	V (volt)

جدول ۱ : جدول داده ها

- سیکل واقعی و ایده آل را ترسیم نموده و دو سیکل را از لحاظ کلیات ترمودینامیکی مورد تحلیل قرار دهید.
- با محاسبه توان الکتریکی ورودی دستگاه$(V.I)$، بازده دستگاه را محاسبه نمایید.
- COP سیکل تبرید تراکمی را با توجه به نسبت Q_L به کار کمپرسور، محاسبه نمایید.

آزمایش سیکل استرلینگ

هدف

آشنایی با سیکل استرلینگ و به دست آوردن راندمان‌های دستگاه

تئوری

موتورهای استرلینگ موتورهای گرما- کاری هستند که حرارت را تبدیل به انرژی جنبشی می‌کنند و نسبت به موتور بنزینی و دیزلی کارایی بیشتری دارند. این موتور که اختلاف زیادی با موتورهای احتراق داخلی در اتومبیل دارد، در سال ۱۸۱۶ توسط رابرت استرلینگ اختراع شد. گازهایی که درون موتور استرلینگ استفاده می‌شود هرگز از موتور خارج نمی‌شوند. در چنین موتورهایی هیچ احتراقی صورت نمی-پذیرد، هیچ اگزوزی وجود ندارد و هیچ صدای انفجاری شنیده نمی‌شود به همین دلیل چنین موتورهایی اند اما برخی اختراعات پرقدرت با این فاقد صدا هستند. اگرچه موتورهای استرلینگ به تولید انبوه نرسیده موتور کار می‌کنند. به عنوان مثال موتور زیردریایی یا قایق خصوصی که عملکرد بی‌صدا در آنها مهم است، بر این اساس کار می کنند.

این موتورها از یک منبع گرمایی خارجی استفاده می‌کنند. گرما، گاز درون سیلندر را گرم می‌کند. همین امر سبب ایجاد فشار می‌گردد و پیستون حرارتی را به سمت عقب می برد. زمانی که پیستون حرارتی عقب می رود، پیستون انتقال حرکت با اختلاف فاز ۹۰ نیز به سمت عقب برده می شود، سپس گاز گرم را به سیلندر خنک شده وارد می‌نماید که خیلی سریع گاز را خنک می‌سازد و فشار آن را پایین می‌آورد. پیستون سازی توسط منبع خنک-سیلندر خنک شده، گاز را فشرده می‌سازد. گرمای ایجاد شده توسط چنین فشرده وجود می‌آورد. افزایش فشار در سازی خارج می‌گردد. موتور استرلینگ فقط نیرو را در بخش اولیه چرخش به این مرحله نیروی خارجی موتور را افزایش می‌دهد. یک روش افزایش فشار، افزایش درجه حرارت گاز است.

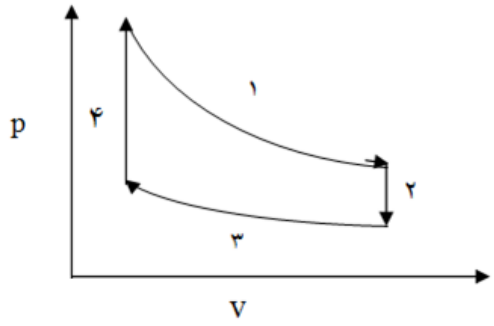
موتور استرلینگ شامل یک چرخه برگشت‌پذیر می‌باشد. چرخه ایده‌آل استرلینگ از چهار فرآیند تشکیل شده است. در عین حال این فرآیندها به صورت جداگانه اتفاق نمی‌افتد و گذر از این حالت باهم هم‌پوشانی دارند. نمودار فشار برحسب حجم برای چرخه استرلینگ در شکل (۱) نشان داده شده است. طبق این چرخه، مراحل به صورت زیر قابل توضیح می‌باشد:

۱. انبساط هم‌دما (T_1): سیال عامل حرارت را از منبع گرما گرفته و به واسطه حرارت جذب شده یک فرآیند انبساط تقریبا هم‌دما را طی می‌کند.

۲. کاهش دما در حجم ثابت: سیال از بازیاب حرارتی می‌گذرد و گرمای خود را به بازیاب داده تا مرحله بعدی چرخه مورد استفاده قرار گیرد. در نتیجه سرد شده و دمای آن از T_1 به T_2 کاهش می‌یابد.

۳. تراکم هم‌دما (T_2): محفظه تراکم سرد شده، در نتیجه گاز یک فرایند تقریبا هم‌دما را طی می‌کند.

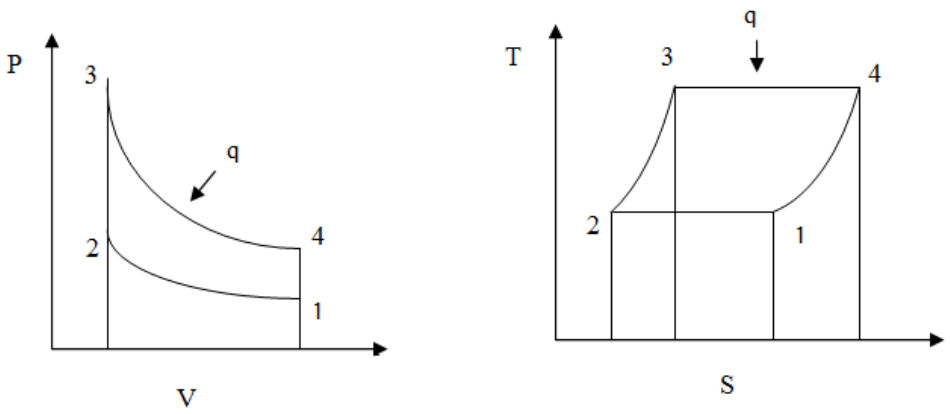
۴. انتقال حرارت در حجم ثابت: سیال متراکم شده از بازیاب عبور کرده و گرما را جذب می‌کند، سپس وارد محفظه انبساط می‌شود.



شکل(۱) نمودار فشار برحسب حجم برای چرخه استرلینگ

با توجه به شکل(۲)، گرمایی که بازیاب در طول فرایند حجم ثابت از دست می‌دهد معادل گرمای جذب شده از بازیاب در طول فرایند حجم ثابت بعدی می‌باشد. بنابراین تنها تبادل حرارتی با یک منبع خارجی در طی دو فرایند دما ثابت صورت می‌گیرد.

به طور کلی این چرخه شامل دو فرایند حجم ثابت و دو فرایند دما ثابت می‌باشد.



شکل۲ نمودار T-S و P-V مربوط به سیکل استرلینگ

با توجه به آن‌از روابط ترمودینایکی زیر استفاده نمود: چه بر سیکل ما حاکم است می‌توان

کار انجام شده = حرارت گرفته شده – حرارت پس‌داده شده

$$W = Q_H - Q_L \quad (۱)$$

$$Q = T.\Delta S \quad (۲)$$

$$\Delta S = C_V.ln\left(\frac{T_e}{T_{L1}}\right) + Rln\left(\frac{V_e}{V_L}\right) = Rln\left(\frac{V_e}{V_L}\right) \quad (۳)$$

$$Q_H = T_H.\Delta S = T_H\left(Rln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)\right) \quad (۴)$$

$$Q_L = T_L.\Delta S = T_L\left(Rln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)\right) \quad (۵)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (۶)$$

$$\eta_{\text{th,Esterling}} = 1 - \frac{\mathrm{Q_L}}{\mathrm{Q_H}} = 1 - \frac{\mathrm{RT_L ln}\left({}^{\mathrm{V_4}}/_{\mathrm{V_3}}\right)}{\mathrm{RT_H ln}\left({}^{\mathrm{V_2}}/_{\mathrm{V_1}}\right)} = 1 - \frac{T_L}{\mathrm{T_H}} \quad (۷)$$

(دما برحسب کلوین)

درعمل، بازده موتور استرلینگ را با محاسبه توان ورودی و خروجی موتور طبق رابطه زیر محاسبه می‌کنند.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (۸)$$

در این رابطه P_1 توان ورودی و P_2 توان خروجی است که طبق روابط (۹) و (۱۰) قابل محاسبه می‌باشند:

$$P_1 = VI = RI^2 = {}^{V^2}/_{R} \quad (۹)$$

در این رابطه V ولتاژ دو سر المنت، I جریان عبوری از المنت و R مقاومت المنت می‌باشد.

$$P_2 = T.\omega \quad (۱۰)$$

در این رابطه T گشتاور است که از رابطه (۱۱) به‌دست می‌آید.

$$T = F.r \quad (۱۱)$$

F : اختلاف نیروی وارد شده و نیرویی که نیرو سنج نشان می دهد

r : شعاع شفت r= 7.5 mm

ω : سرعت زاویه‌ای است که برابر است با

$$\omega = 2\pi . N/60 \quad (۱۲)$$

در این رابطه N همان تعداد دور بر دقیقه شفت است.

شرح اجزا دستگاه

سیلندر حرارت به قطر داخلی ۵۳ میلی متر و طول ۱۵۴ میلی متر و DISPLACER به قطر خارجی ۵۳ و طول ۸۰ میلی متر(حرارت از هیتر به این سیلندر منتقل می شود.)

سیلندر انتقال حرکت به قطر داخلی ۲۵ میلی متر و طول ۱۲۵ میلی متر و پیستون به قطر خارجی ۲۵ و طول ۲۵ میلیمتر

شفت رابط بین دو سیلندر با قطر داخلی ۸ میلیمتر و طول ۱۰۰ میلیمتر

چرخ طیار

قرقره

آویز

وزنه های ۰/۵ نیوتنی

سنسورهای اندازه گیری درجه حرارت

هیتر ۰/۵ کیلووات(مقاومت ۹۵ اهم)

نیروسنج با دقت ۰/۱ نیوتن

اینورتر (نمایشگر دور موتور، بر حسب دور بر دقیقه)

نحوه انجام آزمایش

در این موتور دو سیلندر وجود دارد که اساس کار سیکل براساس اختلاف دمای بین دو سیلندر بنانهاده شده‌است، بنابراین بیشترین تعداد دور شفت در بهترین اختلاف دما حاصل می‌شود. با محاسبه توان ناشی از گشتاور شفت می‌توان بازده سیکل را محاسبه کرد. وزنه به وسیله نیروی ناشی از گردش شفت بر تسمه بالا گیری می‌شود. وقتی که سیستم در حال می‌رود و با استفاده از نیروسنج متصل به سر دیگر این نیرو اندازه حرکت نیست نیروسنج فقط وزن وزنه را نشان می‌دهد اما پس از حرکت کردن سیستم این مقدار کاهش می‌یابد. ولتاژ ، تعداد دور و دما توسط نمایشگرهای موجود در تابلوبرق نشان داده می شوند.

شفت چرخ طیار برای گردش ۳۶۰ درجه خود احتیاج دارد به میزان چهار ۹۰ درجه بگردد. هیتر که دور سیلندر اول قرار دارد هوای داخل سیلندر اول را گرم کرده و باعث افزایش حجم آن می‌شود و پیستون را به حرکت در می‌آورد و به عقب می‌گرداند پس از آن با عقب آمدن پیستون سیلندر راند و به اندازه نیم دور می اول، هوای داخل آن از طریق سوراخی که در سیلندر وجود دارد وارد سیلندر دوم می‌گردد و گرمایش را به هوای داخل سیلندر دوم منتقل می‌کند و باعث افزایش فشار و در نتیجه به حرکت درآمدن پیستون سیلندر دوم می‌شود و لنگ دوم در این مرحله نیم دور می‌چرخد و یک دور کامل می‌شود و با جذب حرارت هوای داخل سیلندر دوم توسط بدنه سیلندر، فشار کم می‌شود و ایجاد خلاء می‌شود که باعث می‌شود پیستون به زمان با آن پیستون اول که به داخل رفته بود با گرم شدن و انبساط هوا، به داخل سیلندر مکیده شود و هم بیرون می‌آید و کلیه مراحل ذکر شده تکرار می‌گردد. بعد از هر دور چرخش کامل لنگ‌ها، چرخ طیار نیز چرخیده و مقداری از انرژی چرخش را در خود ذخیره خواهد کرد که برای چرخش بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که هر سه لنگ و چرخ طیار در یک راستا قرار دارند و به‌وسیله یک شفت به هم متصلند. بعد از خاموش کردن هیتر موتور تا مدتی بعد از آن به حرکت خود ادامه خواهد داد چون مقداری گرما در سیستم وجود دارد که از جمله دلایلی است که از این سیکل در خودروها استفاده نمی‌شود.

هیتر را روشن کرده و به تدریج ولتاژ را بالا می بریم. بعد از حدود ۵ دقیقه چرخ طیار را در جهت عقربه‌های ساعت بگردانید ، موتور باید به حرکت خود ادامه دهد . قدرت خروجی و در نتیجه بازده موتور را در سرعتهای مختلف و قدرتهای ورودی مختلف می‌توان محاسبه کرد .

نکته: دو سیلندر توسط یک ارتباط بدون سوپاپی به هم متصل هستند. پیستون اول نسبت به پیستون دوم $90°$ جلو بوده و سرعت آن وقتی ماکزیمم است که سرعت پیستون دوم مینیمم باشد.

حجمهای مورد نیاز

قسمت گرم

حجم در حالت انبساط $V_{max}=269.35cm^3$

حجم در حالت تراکم $V_{min}=70.8cm^3$

قسمت سرد

حجم در حالت انبساط $V_{max}=185.1cm^3$

حجم در حالت تراکم $V_{max}=150.75cm^3$

حجم هوای اضافه شده در هر سیکل $V_{regenerate}=0$

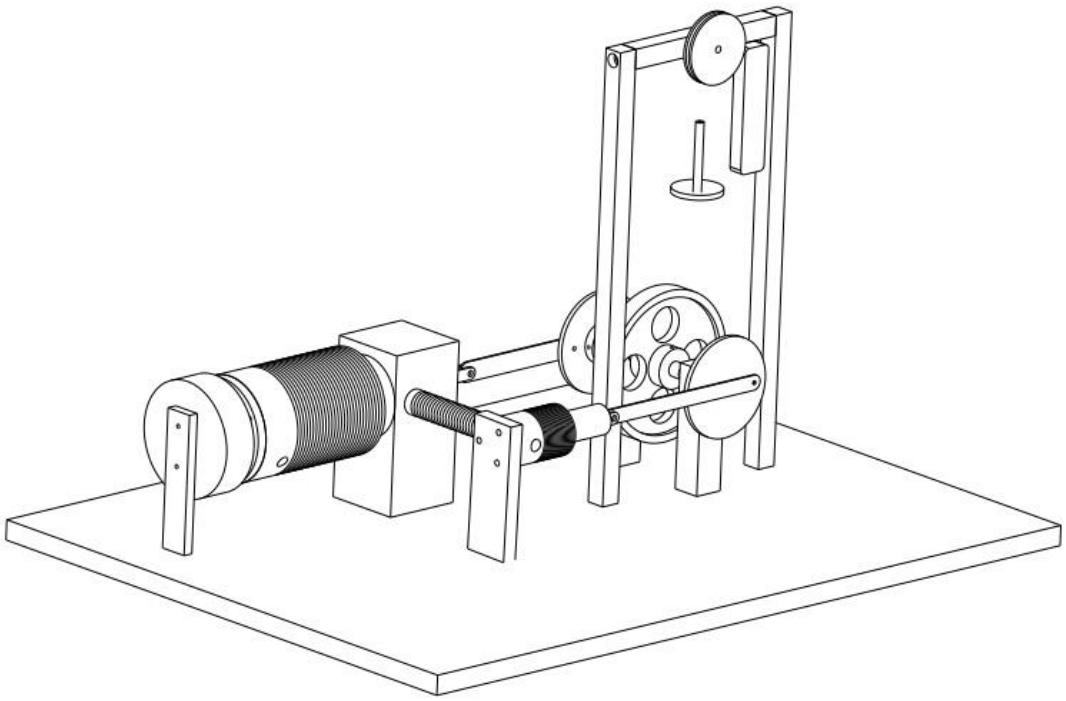
حجم مسیر بین دو سیلندر $V_{communicating}=41.95cm^3$

حجم جاروب شده در سیلندر قسمت گرم =۱۵۴.۳ cm^3

حجم جاروب شده در سیلندر قسمت سرد =۳۴.۳۴ cm^3

جدول(۱) داده‌های آزمایش

راندمان واقعی η	راندمان تئوری η_{rev}	دمای گرم $T_H(^oC)$	دمای سرد $T_L(^oC)$	توان خروجی $P_2(W)$	توان ورودی $P_1(W)$	ولتاژ هیتر V (V)	گشتاور T(N.m)	سرعت زاویه ای ω (rev/min)	نیروی اصطکاکی $F_2(N)$	وزن وزنه‌ها $F_1(N)$



شکل شماره ۳ : نمای کلی دستگاه سیکل استرلینگ

خواسته‌های آزمایش

۱. نمودار دمای گرم را بر حسب دور موتور رسم کنید.
۲. نمودار دمای سرد را بر حسب دور موتور رسم کنید.
۳. نمودار توان خروجی را بر حسب دور موتور رسم گنید.
۴. نمودار بازده را بر حسب دور موتور رسم کنید.
۵. معایب و مزایای موتور استرلینگ را بنویسید.
۶. منابع اتلاف انرژی را در این موتور نام ببرید.