

تحليل مقاييس لدورة تبريد ضغط البخار باستخدام وبدون استخدام المبادل الحراري بواسطة موائع التبريد البديلة

www.doi.org/10.62341/afav3284

فتح الله حمد بكار

عبد المنصف عبد الله بوزيد

كلية العلوم التقنية، درنة، ليبيا
fathallabakar@gmail.com

كلية العلوم التقنية، درنة، ليبيا
asadeenyaseen@gmail.com

عبد القادر عبد الدائم الكرمي

كلية العلوم التقنية، درنة، ليبيا
abdelgader1988@gmail.com

الملخص

إحدى أنظمة التبريد الأكثر استخداماً هو نظام التبريد بضغط البخار. نظراً لأن توفير الطاقة والحفاظ على البيئة لا يزال يمثل تحدياً، يبذل الباحثون الكثير من الجهود لإيجاد حل فعال لتحسين أداء أنظمة التبريد بضغط البخار مع الالتزام بالمعايير البيئية. الهدف الرئيسي من هذه الورقة هو تحديد مائع التبريد البديل الأفضل والأقرب من بين موائع التبريد البديلة لمائع التبريد R22 من حيث الخصائص الديناميكية الحرارية والميكانيكية والحفاظ على البيئة وسلامة التعامل. يقدم هذا العمل تحليلاً ومقارنة لمقاييس الأداء المختلفة لدورة تبريد أساسية تعمل بضغط البخار (بدون استخدام مبادل حراري) و أخرى محسنة تعمل بالتبريد الدوني (باستخدام مبادل حراري) لموائع تبريد بديلة مصاحبة للبيئة وهي R410A و R407A و R407C

وR438 وRS-44b وR417A ومقارنتها مع مائع التبريد R22 الذي له تأثيرات بيئية مباشرة على طبقة الأوزون ODP والاحتباس الحراري GWP. تم استخدام برنامج المحاكاة بالحاسب I Chemours Refrigerant Expert لأجراء التحليلات .

مقاييس الأداء الذي تم تحليلها هم معامل الأداء وشغل الضاغط وسعة التبريد وحرارة التكثيف وضغط السحب والطرود والسعة الحجمية والإزاحة النظرية ودرجة حرارة كل من السحب والطرود والتكثيف والتبخير دون وباستخدام مبادل حراري ودرجة حرارة التحميص باستخدام مبادل حراري.

استنتج من هذه الدراسة أن البديل الافضل لمائع التبريد R22 من بين موائع التبريد البديلة المأخوذة بعين الاعتبار في الدراسة هو مائع التبريد RS-44b من حيث جميع مقاييس الأداء واعتبارات المحافظة على سلامة البيئة.

الكلمات المفتاحية: مائع تبريد، ضغط البخار، مقاييس الأداء، تبخير، مبادل حراري.

Analysis of the Vapor Compression Refrigeration Cycle Measures with and without Using a Heat Exchanger for Alternative Refrigerants

Abdelgader A. Alkaermi, Fathalla H. Bakar, Abd Almonsef A. Bouzied

Faculty of Technical Science –Derna-Libya

Abstract

One of the most commonly refrigeration systems is the vapor compression refrigeration system. Since energy saving and environmental friendliness remain a challenge, researchers are working hard to find an effective solution to improve the performance of vapor compression refrigeration systems while committing to environmental standards.

The main goal of this paper is to identify the best and closest alternative refrigerant to R22 among the alternative cooling fluids taken into consideration in terms of thermodynamic and mechanical properties, environmental protection, and safety of handling.

This work presents an analysis and comparison of the various performance measures for a vapor compression refrigeration cycle operating without using and using a heat exchanger for environmentally friendly alternative refrigerants, namely R410A, R407A, R407C, R438, RS-44b, and R417A, and compares them with the refrigerant R22, which has direct environmental impacts on the ozone layer (ODP) and global warming (GWP).

The computer simulation program Chemours Refrigerant Expert 1 was used to conduct the analyses. The performance parameters analyzed are coefficient of performance, compressor work, cooling capacity, temperature of condensation, intake and exhaust pressure, volumetric capacity, theoretical displacement, intake, exhaust,

condensation and evaporation temperature without and with a heat exchanger, and super heating temperature with a heat exchanger. It was concluded from this study that the best alternative to R22 refrigerant among the alternative refrigerants taken into consideration in the study is the RS-44b refrigerant in terms of all performance measures and environmentally friendly.

Keywords: Refrigerant; Vapor compression; Performance measures; Evaporation; Heat exchanger.

1. المقدمة:

تستخدم المبادلات الحرارية لنقل الحرارة من وسط إلى آخر. وقد تكون هذه الوسائط غازًا أو سائلًا أو مزيجًا من الاثنين. قد يتم فصل الموائع بجدار صلب لمنع الاختلاط أو قد تكون على اتصال مباشر. المبادلات الحرارية مطلوبة لتوفير التدفئة و / أو التبريد لتلبية متطلبات العملية. يمكن للمبادلات الحرارية أيضًا تحسين كفاءة طاقة النظام عن طريق نقل الحرارة من الأنظمة حيث لا تكون هناك حاجة إليها إلى أنظمة أخرى حيث يمكن استخدامها بشكل مفيد. عموماً، تُستخدم المبادلات الحرارية لتبادل الحرارة بين اثنين أو أكثر من تدفقات العملية أو بين تيار (تدفقات) العملية وتيار مرافق خارجية، والتي يمكن أن تكون إما مرافق ساخنة أو باردة [1].

ويعتمد الاختيار بين استخدام مبادل حراري مباشر من عملية واليها مقابل استخدام المرافق الخارجية لنقل الحرارة على درجة الحرارة والضغط الذين يطلبهما تيار العملية وما إذا كان هناك تيار عملية متاح لتوفير هذه الدرجة بالنظر إلى مقدار درجة الحرارة المطلوب. عندما لا يكون هناك تيار عملية متاح، يلزم وجود تيار مرافق خارجية لتوفير واجب التدفئة أو التبريد المطلوب [1]. يعمل نظام التبريد على القانون الثاني للديناميكا الحرارية على وجه التحديد على بيان كلاوسيوس الذي يلخص أن التلاجة ليست سوى محرك حراري

معكوس يستهلك الطاقة على شكل شغل لنقل الحرارة من جسم درجة حرارته منخفضة إلى جسم درجة حرارة مرتفعة. يعتمد نظام التبريد بضغط البخار على دورة ضغط البخار. يستخدم نظام التبريد بضغط البخار في الثلاجة المنزلية، ومعالجة الأطعمة والتخزين البارد، ونظام التبريد الصناعي، وشاحنات النقل المبردة والتبريد الإلكتروني وما إلى ذلك، لذا فإن تحسين أداء النظام مهم للغاية لزيادة التأثير التبريدي أو تقليل استهلاك الطاقة لنفس التأثير التبريدي. عن طريق التبريد الدولي باستخدام المبادل الحراري بمدخل المكثف، يزداد استهلاك الطاقة أو مدخلات العمل بالتالي يتم تحسين أداء الدورة. الى جانب ذلك تسترجع هذه الحرارة المهذرة أيضا [2]. R22 المعروف بأسم هيدرات الفلور الكربونية HCFC-2222 (Hydrochlorofluorocarbon 22)، عبارة عن مادة تبريد مسؤولة عن امتصاص وإزالة الحرارة من مكيف الهواء ومضخة الحرارة ونظام تكييف هواء السيارة. ولسوء الحظ، فإن R22 هو أحد المساهمين في ظاهرة الاحتباس الحراري واستنفاد طبقة الأوزون على الأرض. لتقليل أثاره الضارة على البيئة، يتم التخلص التدريجي منه وإنتاجه أصبح غير قانوني للاستخدام اعتبارا من 1 يناير 2020. وفي التخلص التدريجي من R22 بالمعايير التي حددها قانون الهواء النظيف بالولايات المتحدة. أصبح في الوقت الحاضر R22 متاحًا فقط من المخزون المستعاد أو المُعاد تدويره أو القديم. مما سيؤدي هذا إلى ارتفاع الأسعار وسيجعل من الصعب في النهاية الحفاظ على وحدات R22 الحالية. ومع ذلك، يمكن للوحدات المصنوعة بعد عام 2010 استخدام بدائل R22 القليلة الشائعة مثل R410A وR407A وR407C وR438 وRS-44b وR417A ولموائع التبريد هذه تبريد بنفس فعالية R22 بدون استنفاد طبقة الأوزون، ويتأثر مقبول على ظاهرة الاحتباس الحراري (Global Warming). فإذا كانت هناك وحدة تبريد تعمل على مائع التبريد R22، فيمكن استبداله بمائع بديل. إذا لم تكن الخيارات المذكورة أعلاه قابلة للتطبيق، فيصبح الخيار هو تثبيت نظام جديد وحديث يكون فيه بديل R22 موجودًا

بالفعل[3]. ومن ضمن موائع التبريد الممكن ان توفر البديل لمائع التبريد R22 تشملR410A: و R407C و R407A و R438A و RS-44b و R417A. المبينة بالجدول رقم (1)

جدول (1) مقارنة موائع التبريد الممكن ان توفر بديل لمائع التبريد R22
[3,12,13,14,15,16]

وسيط التبريد	الاستخدام	الفوائد	التخزين
R410A	التبريد الصناعي والتكييف السكني والصناعي وضواغط الطرد المركزي التجارية	أمن على البيئة	تُحفظ العبوات مغلقة بإحكام، في مكان بارد وجيد التهوية
R407C	التبريد الصناعي والتكييف السكني والتجاري	أمن على البيئة	تُحفظ العبوات مغلقة بإحكام، في مكان بارد وجيد التهوية. في حالة تلف الاسطوانة والصمامات والملحقات الأخرى، فإنه يجب التعامل مع الرعاية
R407A	. التبريد التجاري	بصمة كربونية اقل الي حد كبير وتحسين كفاءة الطاقة	تُحفظ العبوات مغلقة بإحكام، في مكان بارد وجيد التهوية. حافظ على الحاويات جافة. الابتعاد عن التعرض للنيران والأسطح الساخنة وعمليات اللحام ومصادر الحرارة الأخرى.

تم استلام الورقة بتاريخ: 2024/3/5م وتم نشرها على الموقع بتاريخ: 2024/4/8م

يُحفظ في مكان بارد وجيد التهوية. الابتعاد عن أشعة الشمس المباشرة.	لا يتطلب تغيير الزيت وأمن على البيئة	. التبريد التجاري والصناعي وتكييف السيارات	R438A (MO99)
يُحفظ في مكان بارد وجيد التهوية. الابتعاد عن أشعة الشمس المباشرة والاحماض المركزة والقواعد والمؤكسدات القوية.	الأقل تأثير على البيئة ولا يتطلب تغيير الزيت	. أنظمة التبريد	RS-44b
تخزين الأسطوانات في مكان بارد وجاف وجيد التهوية، بعيداً عن أشعة الشمس المباشرة	امن على البيئة	. المضخات الحرارة . مكيفات الهواء	R417A
يخزن في مكان بارد وجيدة التهوية وبعيدة عن أشعة الشمس المباشرة.	غير امن على البيئة	. التكييف المنزلي والتجاري	R22

فوائد استبدال R22 - إنه أفضل للبيئة - بمجرد التخلص من R22، يمكن تقليل عدد المواد الكيميائية الضارة التي تساهم في تدمير البيئة بشكل كبير. التحول إلى بديل R22 يقلل من استنفاد الأوزون و الإحترار العالمي. يعد استبدال وحدات R22 استثماراً مقدماً، فكلما كان التخلص من R22 المتبقي أسرع بشكل صحيح، كان ذلك أفضل للمحافظة على البيئة [3].

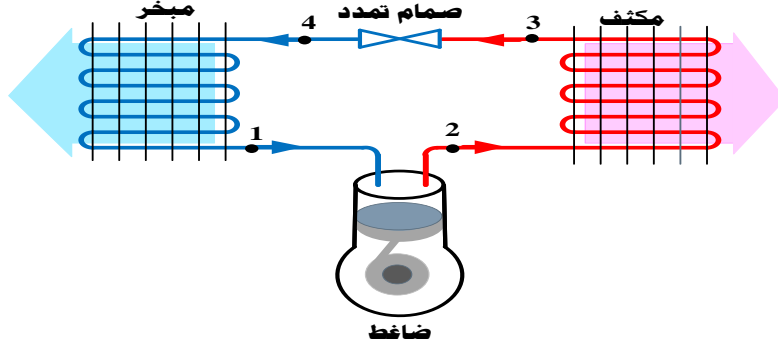
Prasanna و Kishore [4] قاموا بإجراء تحليل تجريبي على نظام التبريد بضغط البخار باستخدام مائع R12 ومبادل حراري نوع أنبوب داخل أنبوب مزود بمفل. تحصلوا من هذا النظام عند انخفاض درجة حرارة التبخير الى 7°C الى زيادة في التأثير التبريدي ومعامل الأداء بنسبة 16% والى انخفاض في القدرة اللازمة لتشغيل الضاغط بنسبة 14%. Thangavel و آخرون [5] قاموا بإجراء تقييم نظري لدورة

تبريد بضغط البخار باستخدام موائع تبريد مختلفة و اخذو العديد من مقاييس الأداء مثل درجة حرارة الطرد ونسبة الضغط والسعة الحجمية للتبريد والكفاءة الحجمية ومعدل التدفق. قارنوا النتائج مع مائعي مركبات التبريد الهلوجينية R12 و R134a. تناول Lokapure و Joshi [6] في موضوع مقالهما الحفاظ على الطاقة من خلال نظام تكييف الهواء باستخدام تقنية الاستفاداة من الحرارة المهذرة من نظام تكييف الهواء وزيادة معامل التبريد. حققوا هدفهم من خلال استعادة الطاقة وتحسين معامل أداء الدورة COP حتى 13%. قدم كل من Khurmi و Gupta [7] في كتابهما دليلاً على أن عملية التبريد المنخفض تحدث أيضاً عن طريق استخدام مبادل حراري. يؤدي هذا إلى زيادة تأثير التبريد وتحسين معامل الأداء في نظام التبريد بضغط البخار. Thirumaleshwar [8] اقترحت الارتباطات لمعامل انتقال الحرارة الكلي للمبادلات الحرارية بالتدفق الموازي والمتعاكس. Coronel و Sandeep [9] أجرؤ تجارب على معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري في كل من المبادلات الحرارية الأنبوبية الحلزونية والمستقيمة تحت ظروف التدفق المضطرب. أجريت التجارب في مبادلات حرارية حلزونية وأظهرت دراستهم أن معامل نقل الحرارة في الأنابيب الملفوفة أعلى من ذلك في الأنابيب المستقيمة.

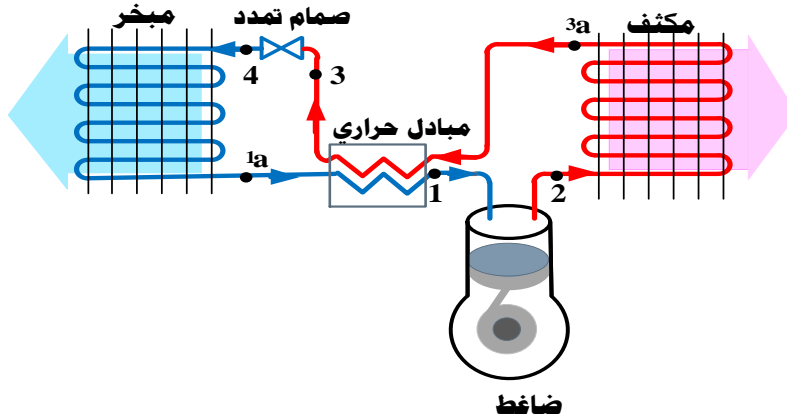
2. وصف النظام والتصميم:

تتضمن خطوات هذه الدراسة اجراء مقارنة بين وسائط التبريد البديلة الممكنة لمائع التبريد R22 باستخدام دورة تبريد بضغط البخار لحالتين: الحالة الأولى دورة تبريد بضغط البخار بدون استخدام مبادل حراري شكل (1) والحالة الثانية باستخدام مبادل حراري شكل (2) والمقارنة تشمل معامل أداء دورة التبريد والشغل المبذول وحرارة التكثيف وضغط السحب وضغط الطرد وسعة التبريد إلى جانب الخصائص الثيرموديناميكية لمائع التبريد. بالإضافة الى ذلك تم استطلاع الخصائص البيئية و الاحترارية لموائع التبريد المقررة للدراسة بهدف تحديد مائع التبريد الأقرب لمائع التبريد R22 من بين موائع التبريد المقترحة للدراسة لكل من الحالتين المذكورتين من حيث مقاييس الاداء والاقل تأثير على البيئة و الإحترار العالمي. لأجل ملاحظة تأثير ونوع مائع التبريد على المتغيرات المذكورة. ان موائع التبريد التي اخذت بعين الاعتبار للدراسة تم اختيارها على معيار الأقل تأثير على البيئة من بين

وسائط التبريد المختلفة.



الشكل 1. رسم تخطيطي لنظام التبريد بضغط البخار بدون استخدام مبادل حراري.



الشكل 2. رسم تخطيطي لنظام التبريد بضغط البخار باستخدام مبادل حراري

2.1 برنامج الحاسب المستخدم ومدخلات البرنامج:

استخدم لأجراء هذه الدراسة برنامج محاكاة حسابية (Chemours Refrigerant)
Expert 1 ([10]. مدخلات البرنامج هي تنقسم الى (أ) مدخلات ثابتة لجميع وسائط
التبريد وهم درجة حرارة التكتيف ودرجة حرارة التبخير ودرجة حرارة التبريد الدوني والكفاءة

الايذوننروبوة والكفاءة الحجموة. (ب) مدخلات محسوبة على حسب نوع وسوط التبرود وهى درجة حرارة التعموص وسعة التبرود والازاحة النظروة مع اءبار مفاوود الضغوط خلال توصولات انابوب الطرد والسحب والمكثف والمبخر والمبادل الحرارى جموعها تساوى صفر أى لا توجد مفاوود فى المنظومة سواء دون او باءءءءءء مبادل حرارى.

1.1.2 مدخلات البرنامج:

مدخلات الحالة الاولى وهى دورة التبرود بضغط البخار بدون اءءءءءء مبادل حرارى ومدخلات الحالة الثانية وهى دورة التبرود بضغط البخار باءءءءءء مبادل حرارى ءءول (2).

ءءول (2) المدخلات

الشكل	الحالة	المقدار	المتغير المدخل
-	الاولى والثانية	0.0555 kg/s	\dot{m}
-	الاولى والثانية	40C°	t_c
-	الاولى والثانية	-20C°	t_E
-	الاولى والثانية	1	الكفاءة الحجموة
-	الاولى والثانية	1	الكفاءة الايذوننروبوة
-	الاولى والثانية	0 bar	d_p
1 و 3 الدورة 1-2-3-4	الاولى	0C°	$t_{s.c}$
1 و 3 الدورة 1-2-3-4	الاولى	0C°	$t_{s.h}$
2 و 3 الدورة 1' - 2' - 3' - 4'	الثانية	14C°	$\dot{t}_{s.c}$
2 و 3 الدورة 1' - 2' - 3' - 4'	الثانية	ءءءء من خارطة p-h لكل وسوط تبرود عند p_1 و h_2	$\dot{t}_{s.h}$

2.1.2 عمليات تحليل المحاكاة [7]:

أ. علاقة توازن الطاقة:

في الحالة الثانية شكل 2 بالنظر إلى توازن الطاقة في المبادل الحراري شكل (3):

$$h_1 - \hat{h}_1 = \hat{h}_3 - h_3 \dots \dots \dots 1$$

$$h_3 = h_4$$

$$\hat{h}_3 = \hat{h}_4$$

ب. علاقة حساب الازاحة النظرية:

$$TD = \frac{\dot{m}v_1}{\eta_{vol}} \times 60 \times 60 \dots \dots \dots 2$$

$$T'D = \frac{\dot{m}'v_1}{\hat{\eta}_{vol}} \times 60 \times 60 \dots \dots \dots 3$$

ج. علاقة حساب السعة الحجمية:

$$V_C = \frac{(h_2 - h_3)\eta_{vol}}{v_1} \dots \dots \dots 4$$

$$\hat{V}_C = \frac{(\hat{h}_2 - \hat{h}_3)\hat{\eta}_{vol}}{\hat{v}_1} \dots \dots \dots 5$$

د. علاقة حساب التأثير التبريدي:

$$RE = h_1 - h_3 \dots \dots \dots 6$$

$$\hat{RE} = \hat{h}_1 - \hat{h}_3 \dots \dots \dots 7$$

هـ. علاقة حساب شغل الضاغط:

$$W_C = h_2 - h_1 \dots \dots \dots 8$$

$$\hat{W}_C = \hat{h}_2 - \hat{h}_1 \dots \dots \dots 9$$

و. علاقة حساب معامل الأداء لدورة التبريد:

$$COP = \frac{RE}{W_C} = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} \dots \dots \dots 10$$

$$\hat{COP} = \frac{\hat{RE}}{\hat{W}_C} = \frac{\hat{h}_3 - \hat{h}_1}{\hat{h}_2 - \hat{h}_1} \dots \dots \dots 11$$

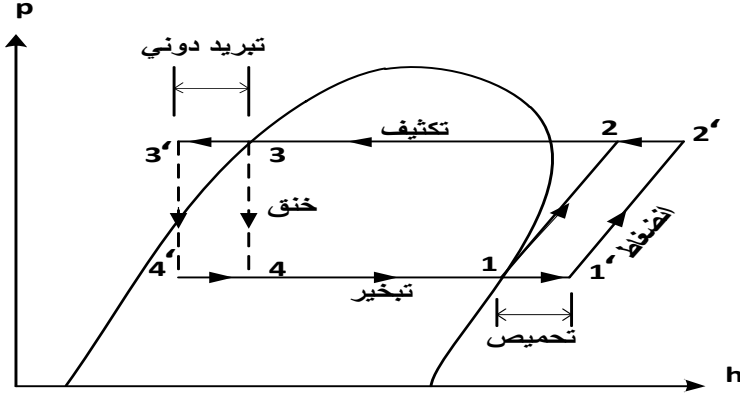
ز. علاقة حساب سعة التبريد:

$$Q_O = RE \times \dot{m} \dots \dots \dots 12$$

$$\hat{Q}_O = \hat{RE} \times \dot{m} \dots \dots \dots 13$$

$$Q_C = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \dots \dots \dots 14$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \dots \dots \dots 15$$



الشكل 3. دورة تشبع بسيطة مع تبريد دوني للسائل بواسطة بخار مائع التبريد [7].

3. النتائج والمناقشة:

تبين كلاً من الجداول رقم 1 و 2 و 3 نتائج برنامج المحاكاة للمدخلات المأخوذة بعين الاعتبار في الدراسة لدورة تبريد بانضغاط البخار للحالتين وهما دورتي تبريد دون وباستخدام مبادل حراري.

الجدول (3) مخرجات البرنامج لوسائط التبريد بدون استخدام مبادل حراري

الخاصية الديناميكية الحرارية	وسيط التبريد						
	R22	R417A	R410A	R407A	R407C	R438A	RS44b
$P_1 (bar)$	2.4531	1.8984	3.993	2.343	2.1469	2.087	7
$P_2 (bar)$	15.3358	13.4959	24.187	16.451	15.413	14.757	16
$t_{c.a.} (C^\circ)$	40	38.5	39.9	37.8	37.5	37.9	37
$t_{E.a.} (C^\circ)$	-20	-21.3	-20	-21.8	-22.1	-21.7	-27
$\dot{m} (kg/s)$	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555
$Q_C (kW)$	10.78	8.02	11.07	9.94	10.87	8.85	10.489
$W_C (kW)$	2.6	2.09	2.85	2.52	2.71	2.27	2.608

تم استلام الورقة بتاريخ: 2024/3/5م وتم نشرها على الموقع بتاريخ: 2024/4/8م

$Q_o(kW)$	8.19	5.93	8.22	7.41	8.16	6.58	7.881
COP	3.15	2.83	2.89	2.94	3.01	2.9	3.021
$V_c (h/m^3)$	1590.6	1099.1	2281.0	1442.6	1385.7	1249.2	1694.15
TD	18.53	19.41	12.97	18.50	21.20	18.96	22.289
$T_1(C^\circ)$	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20
$T_2(C^\circ)$	70.3	45.71	67.99	57.18	59.57	50.32	55
$T_3(C^\circ)$	40	37.09	39.88	35.52	34.91	39.87	34
$T_4(C^\circ)$	-20	-22.57	-20.05	-23.66	-24.17	-23.4	-24
$h_1(kJ/kg)$	397.06	359.18	414.08	385.95	399.15	370	395
$h_2(kJ/kg)$	443.82	396.83	465.35	431.38	447.93	410.87	442
$h_3(kJ/kg)$	249.65	252.46	266.11	252.49	252.19	251.51	253

جدول (4) مخرجات البرنامج لوسائط التبريد باستخدام مبادل حراري

الخاصية الديناميكية الحرارية	وسيط التبريد						
	R22	R417A	R410A	R407A	R407C	R438A	RS-44b
$P_1(bar)$	2.4531	1.8984	3.993	2.343	2.1469	2.087	2
$P_2(bar)$	15.3358	13.496	24.187	16.45	15.413	14.757	16
$t_{c.a}(C^\circ)$	40	38.5	39.9	37.8	37.5	37.9	37
$t_{E.a}(C^\circ)$	-20	-21.5	-20	-21.8	-22.1	-21.7	-27
$\dot{m} kg/s$	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555	0.0555
$\dot{Q}_C kW$	13.13	10.49	14.48	11.99	13.78	12.62	13.431
$\dot{W}_C (kW)$	2.94	2.35	3.35	2.72	3.1	2.79	2.997
$\dot{Q}_o kW$	9.19	7.07	9.61	8.60	9.35	7.75	10.434
COP	3.13	3.01	2.87	3.16	3.02	2.77	3.48
$\dot{V}_c h/m^3$	1579.1	1178.2	2281.5	1559.7	1394.3	1209.9	1952.4
TD	20.96	21.61	15.17	19.85	24.15	23.05	24.76
$t_{s.c.} (C^\circ)$	14	14	14	14	14	14	14
$t_{s.h.}(C^\circ)$	27.719	23	29.878	14.457	28.317	44.3	48
$\dot{T}_1 (C^0)$	6.94	3	9.88	-5.54	8.32	24.3	28

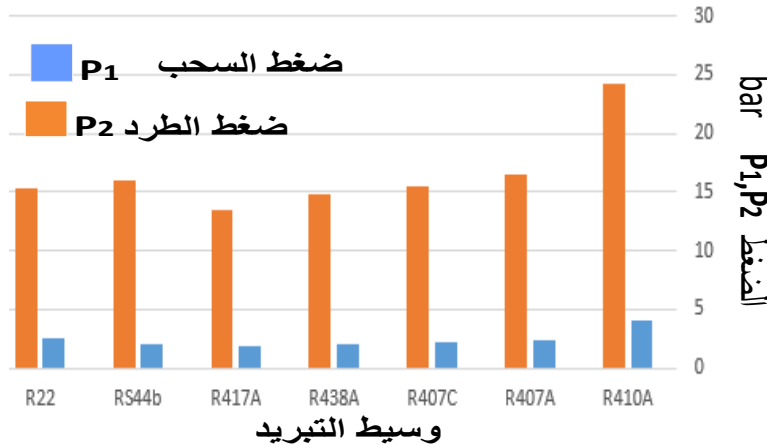
\hat{T}_2 (C ⁰)	98.8	67.2	99.21	71.33	87.96	93.27	82
\hat{T}_3 (C ⁰)	26	23.09	25.88	21.52	20.91	21.72	21
\hat{T}_4 (C ⁰)	-20	-23.07	-20.66	-24.25	-24.78	-24.01	-23
\hat{h}_1 (kJ/kg)	415.01	378.34	441.6	398.09	423.04	407.37	418
\hat{h}_2 (kJ/kg)	467.89	420.69	501.67	447.11	478.94	457.67	472
$\hat{h}_3 = \hat{h}_4$ kJ/kg	231.54	231.84	240.99	230.92	230.48	230.51	230

من جدول مخرجات البرنامج لوسائط التبريد بدون استخدام مبادل حراري جدول رقم 3 ومن جدول مخرجات البرنامج لوسائط التبريد باستخدام مبادل حراري جدول رقم 4 لوحظت النتائج كالتالي :

1- ضغط السحب P_1 ثابت لكل مائع في الحالتين دون وباستخدام مبادل حراري شكل (3). أعلى قيمة لضغط السحب في الحالتين لجميع وسائط التبريد كانت كان مقداره $P_1=3.993$ bar لوسيط التبريد (R410A) وذلك بسبب ارتفاع سعته الحجمية والتي تمثل الحجم الذي يتناوله الضاغط واقل قيمة لضغط السحب كان مقدارها $P_1=1.8984$ bar لوسيط التبريد (R417A) وذلك بسبب انخفاض سعته الحجمية ،أما الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو التالي: (R410A) و (R22) و (R407A) و (R407c) و (R438A) و (RS44b) وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A)، ومقادير ضغوط السحب تنازليا هي: (3.993 bar) و (2.453bar) و (2.343 bar) و (2.1469 bar) و (2.087 bar) و (2 bar) و (1.8984 bar) على التوالي.

2- ضغط الطرد P_2 ثابت لكل مائع في الحالتين دون وباستخدام مبادل حراري شكل (4). أعلى قيمة لضغط الطرد في ضغوط الطرد لجميع وسائط التبريد كان مقداره $P_2=24.187$ bar لوسيط التبريد (R410A) وذلك بسبب ارتفاع سعته الحجمية والتي تمثل الحجم الذي يتناوله الضاغط واقل قيمة لضغط الطرد كان مقدارها $P_2=13.4959$

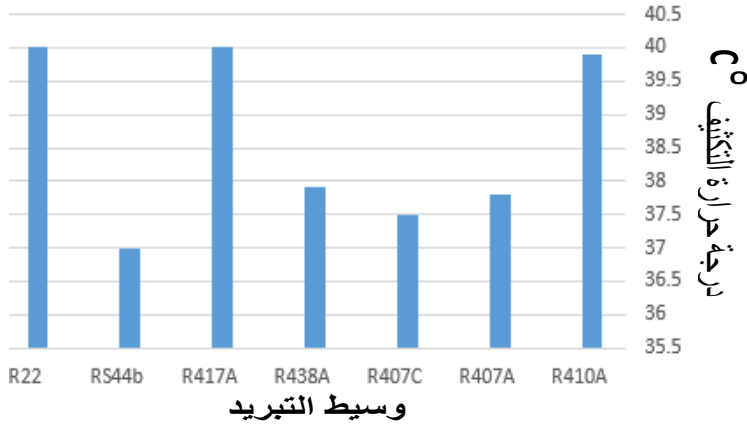
bar لوسيط التبريد (R417A) وذلك بسبب انخفاض سعته الحجمية ، أما الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (R410A) و(R407A) و(Rs44b) و(R407c) و(R22) و (R438A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A)، ومقدار ضغوط الطرد تنازليا هي: (24.187 bar) و(16.451bar) و (16bar) و(15.413 bar) و (15.3358bar) و(14.757 bar) و (13.4959 bar) على التوالي.



الشكل 4. مائع التبريد مقابل ضغط السحب والطرد

3- درجة حرارة التكتيف $t_{c,av}$ ثابتة لكل مائع في الحالتين دون وباستخدام مبادل حراري بقليل من التفاوت بسبب اختلاف الخصائص الثيرموديناميكية شكل (5). أعلى قيمة لدرجة حرارة التكتيف لجميع وسائط التبريد كانت لوسيط التبريد (R22) ومقدارها =40 $t_{c,a}^0$ وأقل قيمة لدرجة حرارة التكتيف كانت لوسيط التبريد (Rs44b) ومقدارها =37 $t_{c,a}^0$ أما الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي : (R22) و (R410A) و (R417A) و (R438A) و (R407A) و (R407C) وأخير يأتي وسيط التبريد (Rs44b) ، ومقدار درجة حرارة التكتيف تنازليا

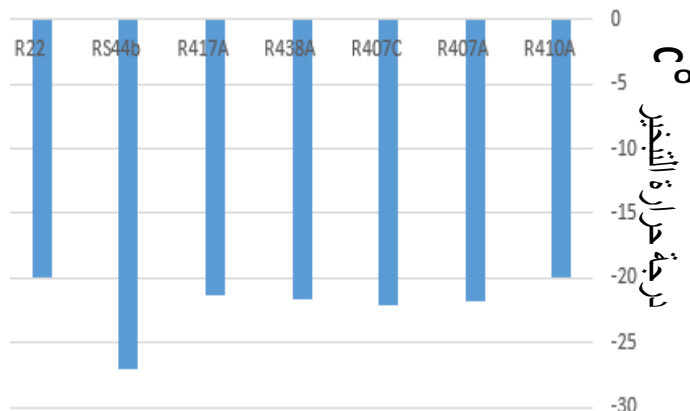
هي : $(40C^0)$ و $(39.9 C^0)$ و $(38.5C^0)$ و $(37.9C^0)$ و $(37.8C^0)$ و $(37.5C^0)$ و $(37C^0)$ على التوالي.



الشكل 5. مائع التبريد مقابل درجة حرارة التكثيف بدون وباستخدام مبادل حراري

4- قيمة درجة حرارة التبخير $t_{E,a}$ ثابت في الحالتين بدون وباستخدام مبادل حراري بقليل من التفاوت بسبب اختلاف الخصائص الثيرمو ديناميكية شكل (6). أعلى قيمة لدرجة حرارة التبخير لجميع وسائط التبريد كانت لوسيط التبريد (R22) ومقداره $t_{E,a} = 20C^0$ وأقل قيمة لدرجة حرارة التبخير كانت لوسيط التبريد (RS44b) ومقدارها هو $t_{E,a} = -27C^0$. أما الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (R22) و (R410A) و (R417A) و (R407A) و (R438A) و (R407C) وأخير يأتي وسيط التبريد (RS44b)، ومقدار درجة حرارة التبخير تنازليا هي: $(-20C^0)$ و $(-20C^0)$ و $(21.3C^0)$ و $(-21.7 C^0)$ و $(-21.8 C^0)$ و $(-22.1C^0)$ و $(-27 C^0)$ على التوالي.

وسيط التبريد

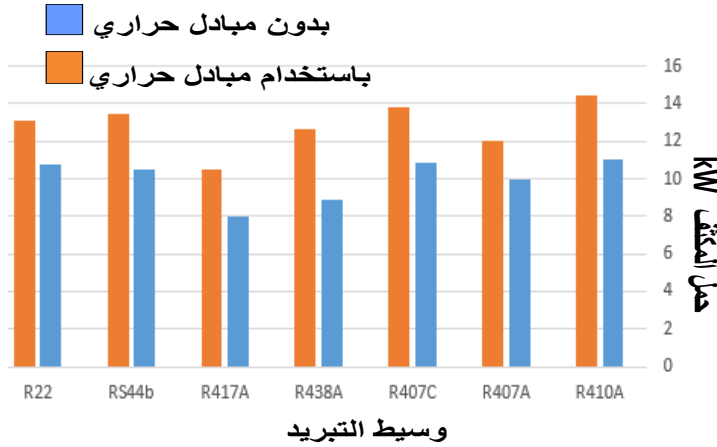


الشكل 6. مائع التبريد مقابل درجة حرارة التبخر

5- أعلى قيمة لحرارة التكييف Q_c بدون استخدام مبادل حراري كانت لوسيط التبريد (R410A) ومقداره $11.07kW$ وذلك بسبب ارتفاع ضغط طرده واقل قيمة كانت لوسيط التبريد (R417A) ومقداره $8.02kW$ وذلك بسبب انخفاض ضغط طرده شكل (7). الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار للدراسة دون استخدام مبادل حراري يأتي على النحو الآتي: (R410A) و (R407C) و (R22) و (RS44b) و (R407A) و (R438A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A)، ومقدار حمل المكثف تنازليا هو: $(11.07kW)$ و $(10.87kW)$ و $(10.78kW)$ و $(10.489kW)$ و $(9.94kW)$ و $(8.85kW)$ و $(8.02kW)$ على التوالي.

أعلى قيمة لحرارة التكييف Q_c باستخدام مبادل حراري كانت مائع التبريد (R410A) ومقداره $14.48kW$ وذلك بسبب ارتفاع ضغط طرده واقل قيمة لحمل المكثف كانت مائع التبريد (R417A) ومقداره $(10.49kW)$ وذلك بسبب انخفاض ضغط طرده شكل (7). أما سبب ارتفاع حرارة التكييف باستخدام مبادل حراري عنها بدون استخدام مبادل حراري وذلك الان الحرارة المطروحة من المكثف تكون اكثر. والترتيب التنازلي لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (R410A)

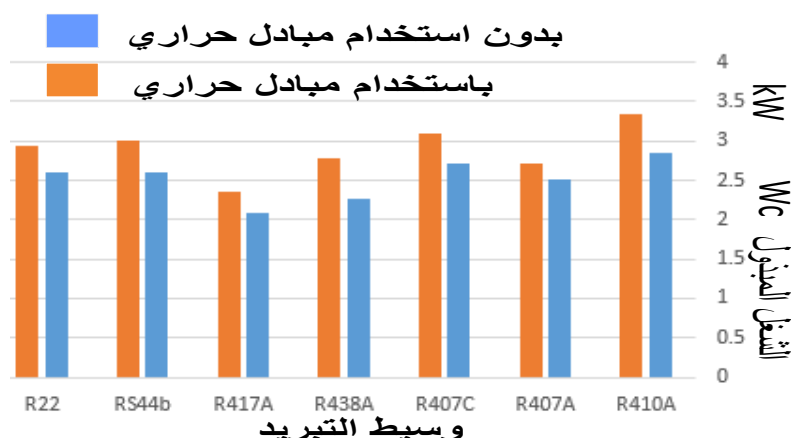
و(R407C) و (RS44b) و(R22) و (R438A) و (R407A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A) ، ومقدار حمل المكثف تنازليا هو : (14.49kW) و(13.78kW) و (13.431kW) و (13.13 kW) و(12.62 kW) و(11.99 kW) و(10.49 kW) على التوالي .



الشكل 7. وسيط التبريد مقابل حرارة التكتيف بدون وباستخدام مبادل حراري

6- أعلى قيمة لشغل الانضغاط W_C دون استخدام مبادل حراري كانت لوسيط التبريد (R410A) ومقدارها $W_C = 2.85 \text{ kW}$ بسبب ارتفاع ضغط الطرد وقل قيمة كانت لمائع التبريد (R417A) ومقدارها $W_C = 2.09 \text{ kW}$ وذلك بسبب انخفاض ضغط الطرد شكل (8). الترتيب التنازلي لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (R410A) و (R407C) و (RS44b) و (R22) و (R407A) و (R438A) وأخير يأتي مائع التبريد (R417A)، ومقدار شغل الضاغط تنازليا هو: (2.85kW) و(2.71kW) و (2.608kW) و (2.6kW) و (2.52kW) و(2.27kW) و (2.09kW) على التوالي. أعلى قيمة لشغل الانضغاط W_C باستخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R410A) ومقدارها $W_C = 3.35 \text{ kW}$ بسبب ارتفاع ضغط الطرد وقل قيمة كانت لمائع التبريد (R417A) ومقدارها $W_C = 2.35 \text{ kW}$ وذلك بسبب انخفاض

ضغط الطرد، أما الترتيب التنازلي لجميع مواع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الاتي: (R410A) و (R407C) و (RS44b) و (R22) و (R438A) و (R407A) وأخير يأتي مائع التبريد (R417A)، ومقدار شغل الضاغط تنازليا هو: (3.35kW) و (3.1kW) و (2.997kW) و (2.94kW) و (2.79kW) و (2.72kW) و (2.35kW) على التوالي.

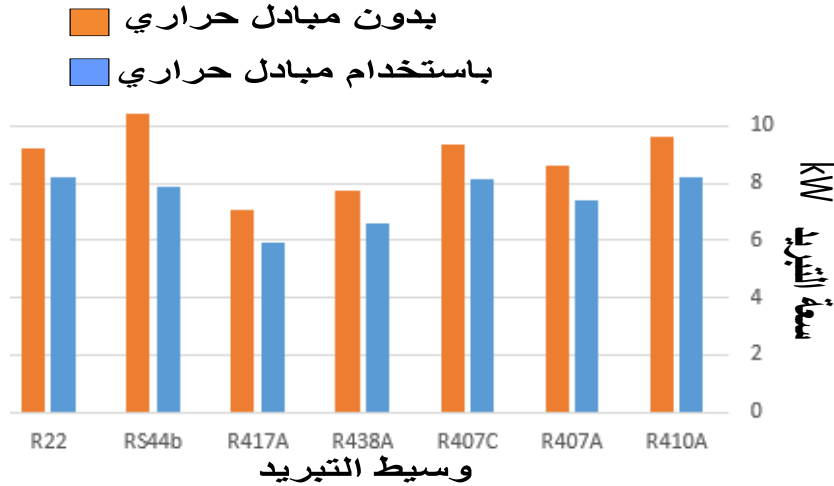


الشكل 8. وسيط التبريد مقابل شغل الضاغط بدون وباستخدام مبادل حراري

7- أعلى قيمة لسعة التبريد Q_0 بدون استخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R410A) ومقدارها $Q_0 = 8.22 \text{ kW}$ وذلك بسبب التأثير التبريدي واقل قيمة لها كانت لوسيط التبريد (R417A) ومقدارها:

$Q_0 = 5.93 \text{ kW}$ وذلك بسبب انخفاض التأثير التبريدي شكل (9). الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الاتي: (R410A) و (R22) و (R407C) و (RS44b) و (R407A) و (R438A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A)، ومقدار شغل الضاغط تنازليا هو: (8.19Kw) و (8.22Kw) و (8.16Kw) و (7.881Kw) و (7.41Kw) و (6.58Kw) و (5.93Kw) على التوالي. أعلى قيمة لسعة التبريد Q_0 باستخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (RS44b)

ومقدارها $Q_0 = 10.434\text{kW}$ وذلك بسبب التأثير التبريدي و اقل قيمة كانت لمائع التبريد (R417A) وذلك بسبب انخفاض التأثير التبريدي ومقدارها: $Q_0 = 7.07\text{kW}$ شكل(8). الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الاتي: (RS44b) و (R410A) و (R407C) و (R22) و (R407A) و (R438A) وأخير يأتي ومائع التبريد (R417A). ومقدار شغل الضاغط تنازليا هو: (10.434kW) و (9.61kW) و (9.35kW) و (8.60kW) و (9.19kW) و (7.75kW) و (7.07kW) على التوالي.

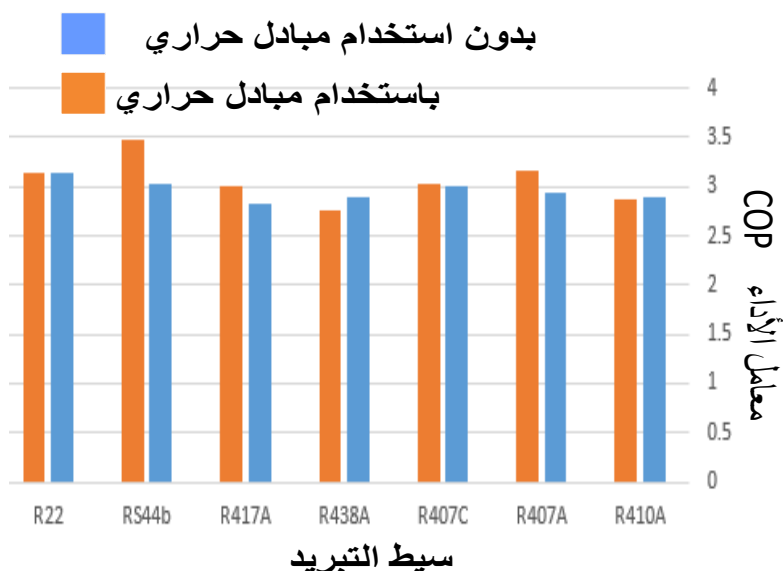


الشكل 9. وسيط التبريد مقابل سعة التبريد بدون وباستخدام مبادل حراري

8- أعلى قيمة لمعامل الأداء (C.O.P) دون استخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R22) ومقدارها $C.O.P = 3.15$ وذلك بسبب ارتفاع التأثير التبريدي بالنسبة للشغل المبذول و اقل قيمة للمعامل كانت لمائع التبريد (R417A) و مقدارها: $C.O.P = 2.83$ و ذلك بسبب انخفاض التأثير التبريدي بالنسبة للشغل المبذول شكل(10). الترتيب التنازلي لجميع لمائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو

الاتي: (R22) و (RS44b) و (R407C) و (R407A) (وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A) ، ومقدار معامل الأداء تنازليا هو : (3.15) و (3.021) و (3.01) و (2.94) و (2.9) و (2.89) و (2.83) على التوالي.

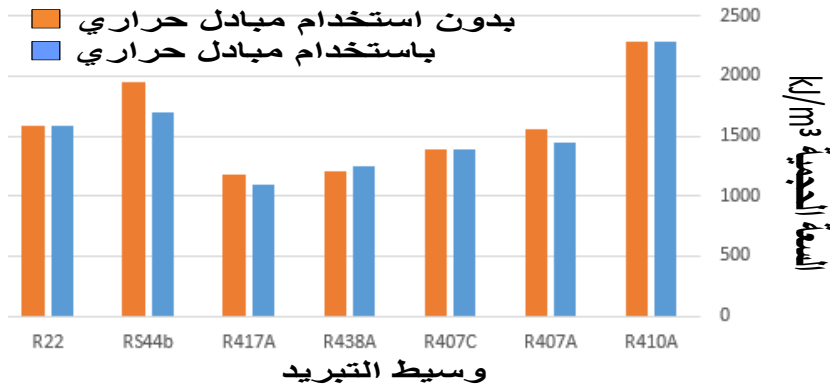
أعلي قيمة لمعامل الأداء C.O.P باستخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (RS44b) ومقدارها= C.O.P (3.48) وذلك بسبب ارتفاع التأثير التبريدي بالنسبة للشغل المبذول واستخدام مبادل حراري واقل قيمة للمعامل كانت لمائع التبريد (R438A) ومقدارها (C.O.P)=(2.83) وذلك بسبب انخفاض التأثير التبريدي بالنسبة للشغل المبذول واستخدام مبادل حراري شكل (10). الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الاتي: (RS44b) و (R407A) و (R22) و (R407C) و (R417A) و (R410A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R438A)، ومقدار معامل الأداء تنازليا هو: (3.48) و (3.16) و (3.13) و (3.02) و (3.01) و (2.87) و (2.77) على التوالي.



الشكل 10. وسيط التبريد مقابل معامل الأداء بدون وباستخدام مبادل حراري.

9- أعلى قيمة للسعة الحجمية V_C دون استخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R410A) ومقدارها $=2281 \text{ kJ/m}^3 V_C$ وذلك بسبب ارتفاع كثافته وأقل قيمة للسعة الحجمية كانت لمائع التبريد (R417A) ومقدارها $=1099.1 \text{ kJ/m}^3 V_C$ وذلك بسبب انخفاض كثافته شكل (11). الترتيب التنازلي لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (R410A) و (RS44b) و (R22) و (R407A) و (R407C) و (R438A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R417A)، ومقدار السعة الحجمية تنازليا هو: (2281.0) و (1694.15) و (1590.6) و (1385.7) و (1442.6) و (1249.2) و (1099.1 kJ/m^3) على التوالي.

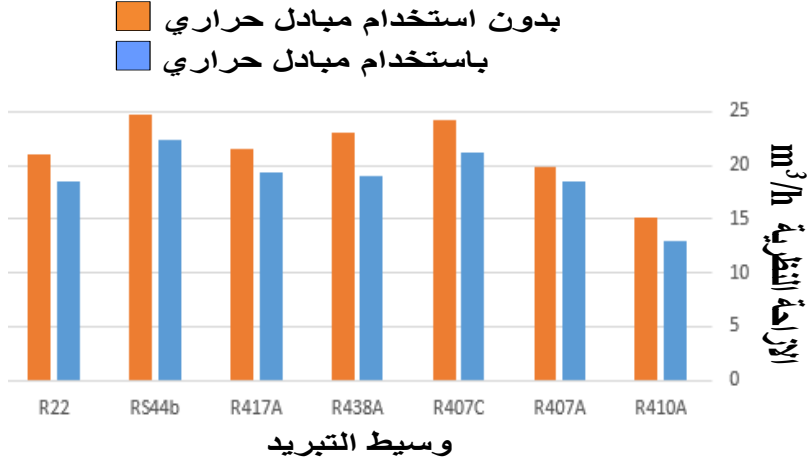
أعلي قيمة للسعة الحجمية V_C باستخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R410A) ومقدارها $=2281.5 \text{ kJ/m}^3 V_C$ وأقل قيمة كانت لوسيط التبريد (R417A) ومقدارها: $=1178.2 \text{ kJ/m}^3 V_C$ شكل (11). الترتيب التنازلي لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (R410A) و (RS44b) و (R22) و (R407A) و (R407C) و (R438A) وأخير يأتي مائع التبريد (R417A)، ومقدار السعة الحجمية تنازليا هو: (2281.5 kJ/m^3) و (1952.36 kJ/m^3) و (1579.1 kJ/m^3) و (1559.7 kJ/m^3) و (1394.3 kJ/m^3) و (1209.9 kJ/m^3) و (1178.2 kJ/m^3) على التوالي.



الشكل 11. وسيط التبريد مقابل السعة الحجمية بدون وباستخدام مبادل حراري.

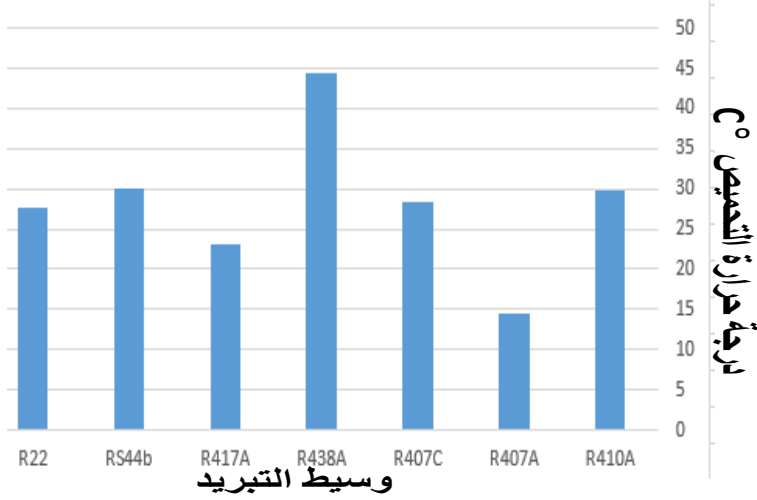
10- أعلى قيمة للإزاحة النظرية TD بدون استخدام مبادل حراري كانت لوسيط التبريد (RS44b) ومقدارها $22.289 \text{ m}^3/\text{h}$ نظرا لانخفاض درجة حرارة التكثيف وأقل قيمة كانت لوسيط التبريد R410A ومقدارها $12.97 \text{ m}^3/\text{h}$ نظرا لارتفاع درجة حرارة التكثيف شكل (12). الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (RS44b) و (R407C) و (R417A) و (R438A) و (R22) و (R407A) وأخير يأتي وسيط التبريد (R410A). ومقدار الإزاحة النظرية تنازليا هو: ($22.289 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($21.20 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($19.41 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($18.96 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($18.53 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($18.50 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($12.97 \text{ m}^3/\text{h}$) على التوالي.

أعلي قيمة للإزاحة النظرية TD باستخدام مبادل حراري كانت لوسيط التبريد (RS44b) ومقداره $24.76 \text{ m}^3/\text{h}$ نظرا لانخفاض درجة حرارة التكثيف وأقل قيمة للإزاحة النظرية كانت لوسيط التبريد (R410A) ومقداره $15.17 \text{ m}^3/\text{h}$ نظرا لارتفاع درجة حرارة التكثيف شكل (12). وارتفاع القيمتين عن سابقتيهما بسبب إضافة مبادل حراري الترتيب التنازلي لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: و (RS44b) و (R407C) و (R438A) و (R417A) و (R22) و (R407A) وأخير يأتي مائع التبريد (R410A)، ومقدار الإزاحة النظرية تنازليا هو: ($24.76 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($24.15 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($23.05 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($20.96 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($21.61 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($19.85 \text{ m}^3/\text{h}$) و ($15.17 \text{ m}^3/\text{h}$) على التوالي.



الشكل 12. وسيط التبريد مقابل الازاحة النظرية بدون وباستخدام مبادل حراري.

11- أعلى قيمة لدرجة حرارة التحميص t_{sh} باستخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (RS44b) ومقدارها $48\text{ C}^0 t_{sh}$ نظراً لارتفاع مقدار التأثير التبريدي باستخدام المبادل الحراري لوسيط التبريد وقل قيمة لدرجة حرارة التحميص كانت لوسيط التبريد (R407A) ومقدارها $14.457\text{ C}^0 t_{sh}$ نظراً لإنخفاض مقدار التأثير التبريدي باستخدام المبادل الحراري لوسيط التبريد شكل (13). أما الترتيب التنازلي لجميع وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (RS44b) و (R438A) و (R410A) و (R407C) و (R417A) و (R22) ووأخير يأتي مائع التبريد (R407A). ومقدار الإزاحة النظرية تنازلياً هو: (48 C^0) و (44.3 C^0) و (29.878 C^0) و (28.317 C^0) و (23 C^0) و (21.205 C^0) و (14.457 C^0) على التوالي.

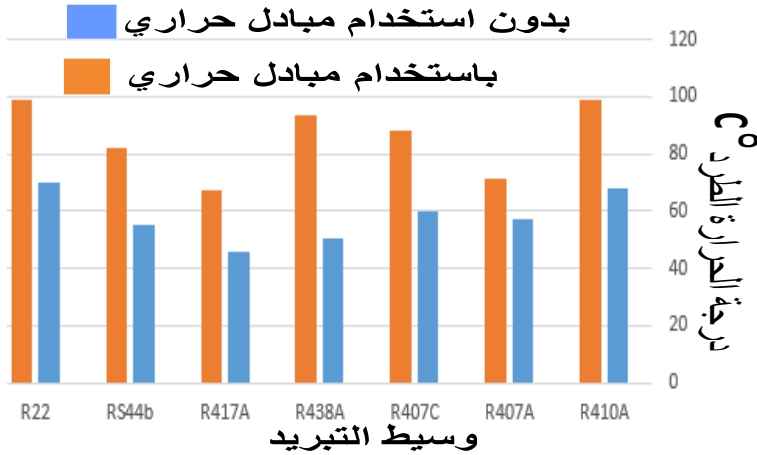


الشكل 13. وسيط التبريد مقابل درجة حرارة التجميد باستخدام مبادل حراري.

12- أعلى قيمة لدرجة حرارة الطرد بدون استخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R22) ومقدارها $T_2 = 70.3C^0$ وأقل قيمة لدرجة حرارة الطرد كانت لمائع التبريد (R417A) ومقدارها $T_2 = 45.71C^0$ نظرا لاختلاف الخصائص الثيرموديناميكية لوسائط التبريد شكل (14). اما الترتيب التنازلي لدرجة حرارة الطرد لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي : (R22) و (R410A) و (R407C) و (R407A) و (RS44b) و (R438A) و وأخير يأتي مائع التبريد (R417A) ، ومقدار درجة حرارة التكتيف تنازليا هي: $(70.3C^0)$ و $(67.99C^0)$ و $(59.57C^0)$ و $(57.18C^0)$ و $(55C^0)$ و $(50C^0)$ و $(45C^0)$ على التوالي.

13- أعلى قيمة لدرجة حرارة الطرد باستخدام مبادل حراري كانت لمائع التبريد (R410A) ومقدارها $T_2 = 99.21C^0$ أقل قيمة لدرجة حرارة الطرد كانت لمائع التبريد (R417A) ومقدارها $T_2 = 67.2C^0$ نظرا لاختلاف الخصائص الثيرموديناميكية لوسائط التبريد شكل

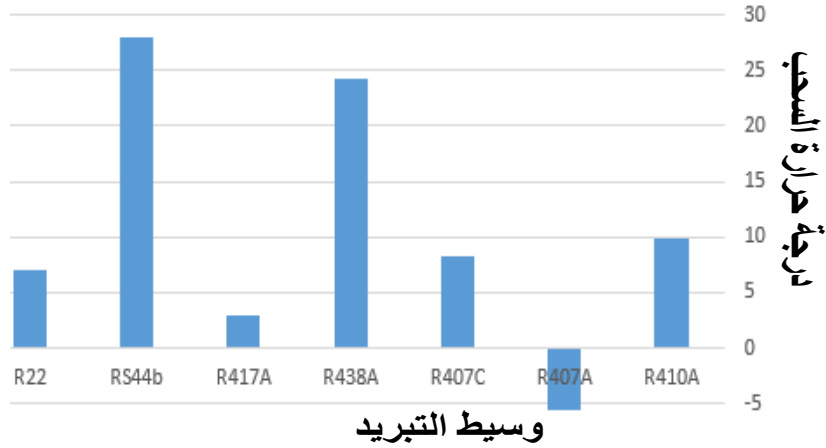
(14). أما الترتيب التنازلي لدرجة حرارة الطرد لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي:
(R410A) و (R22) و (R438A) و (R407C) و (Rs44b) و (R407A) و (R417A). ومقدار درجة حرارة التكتيف تنازليا هي $(99.21C^0)$ و $(98.8C^0)$ و $(93.27C^0)$ و $(87.96C^0)$ و $(82C^0)$ و $(71.33C^0)$ و $(67.2C^0)$ على التوالي.



الشكل 14. مائع التبريد مقابل درجة حرارة الطرد.

14- أعلى قيمة لدرجة حرارة السحب باستخدام مبادل حراري كانت موائع التبريد (R410A) ومقدارها $T_2 = 9.88C^0$ أقل قيمة لدرجة حرارة الطرد كانت لمائع التبريد (R407A) ومقدارها $T_2 = -5.54C^0$ نظرا لاختلاف الخصائص الثيرموديناميكية لوسائط التبريد شكل (15). أما الترتيب التنازلي لدرجة حرارة السحب لجميع موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار يأتي على النحو الآتي: (Rs44b) و (R438A) و (R410A) و (R407C) و (R22) و (R417A) و (R407A).. ومقدار درجة حرارة السحب

تتازليا هي $(28C^0)$ و $(24.3C^0)$ و $(9.88C^0)$ و $(8.32 C^0)$ و $(6.14C^0)$ و $(3C^0)$ و $(-5.54 C^0)$ على التوالي.



الشكل 15. مائع التبريد مقابل درجة حرارة السحب

4. الاستنتاجات:

- من خلال مقارنة مقاييس تحليل الاداء لموائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار عند معدل تدفق ثابت ودرجة حرارة تبخير وتكثيف ثابتين تقريبا استنتج من هذه الدراسة ما يلي :
- 1- اظهر مائع التبريد RS-44b تحقيق معامل الأداء الاعلى من بين موائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار في الدراسة كبداية بالمائع R22 في حالة دورة تبريد انضغاطية بدون استخدام مبادل حراري وباستخدام مبادل حراري.
 - 2- مائع التبريد RS-44b له سعة التبريد الاعلى مقارنة بالطاقة المستهلكة (الشغل المبذول) من بين وسائط التبريد المأخوذة بعين الاعتبار كبديل لمائع التبريد R22 بدون وباستخدام مبادل حراري.
 - 3- مائع التبريد RS-44b له درجة حرارة طرد اقل من مائع التبريد R22 مما يحافظ على المكونات الميكانيكية والكهربائية.

5. التوصيات:

بالإمكان إجراء نفس الدراسة على موائع تبريد اخري ، او باستخدام دورات تبريد مختلفة تتضمن خزان تجمع السائل او دورة انضغاطية متعددة المراحل .

6. References

- [1] Ipieca , "Heat exchangers (2022)", International Petroleum Industry Environmental Conservation Association.
<https://www.ipieca.org/resources/energy-efficiency-database/heat-exchangers-2022>
- [2] S. J. Inamdar, H.S. Farkade, " Performance Enhancement of Refrigeration Cycle by Employing a Heat Exchanger "International Journal of Engineering Research And Advanced Technology (IJERAT), Volume. 02 Issue.11, November, 2016.PP1-9, ISSN: 2454-6135. www.sretechjournal.org
- [3] R22 Replacement: What You Need to Know,
todayshomeowner.com/hvac/guides/r22-replacement/,
www.todayshomeowner.com/hvac/guides/r22-replacement.
- [4] M. K. Prasanna, P. S. Kishore, "Enhancement of COP in Vapour Compression Refrigeration System" International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Vol. 3 Issue 11, November-2014, PP1535-15-39, ISSN: 2278-0181, www.ijert.org
- [5] P. Thangavel, P. Somasundaram, T. Sivakumar, C. Selva Kumar, G. Vetrivelan, " Simulation Analysis of Compression Refrigeration Cycle with Different Refrigerants "International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT), Volume 2, Issue 10, April 2013, PP127-131.
- [6] R. B. Lokapure and J. D. Joshi., Waste Heat Recovery through Air Conditioning System , International Journal of Engineering Research and Development, Vol5, Issue3, pp:87-92.

- [7] R. S. Khurmi and J. K. Gupta., Refrigeration and Air Conditioning, Eurasia publishing house Pvt Ltd, New Delhi, 2006.
- [8] M. Thirumaleshwar, Fundamentals of Heat and Mass Transfer , Pearson Publications, NewDelhi, 2006.
- [9] Pablo Coronel, K.P. Sandeep.,Heat Transfer Coefficient in HelicalHeat Exchangers under Turbulent Flow Conditions, InternationalJournalofFood Engineering,Vol4, Issue1,pp.1-5,2008.
- [10] Dawonload The Chemours Expert Tool, www.freon.com/en/support/helpful-resources/refrigerant-expert-tool
- [11] Advanced refrigerant technology L.L.C. 1613 Hwy ." RS-44B (R453A) New Low GWP Drop-in Replacement for R22" 3 So. League City TX 77753,1/08/2016 <https://docplayer.net/81088977-Rs-44b-r-453a-new-low-gwp-drop-in-replacement-for-r-22-u-s-epa-certified-non-flammable.html>
- [12]National refrigerant, INC, "Safety Data Sheet", <https://refrigerants.com/wp-content/uploads/2019/12/SDS-R407A.pdf>
- [13]National refrigerant, INC, "Safety Data Sheet", https://nationalref.com/wp-content/uploads/2019/05/SDS_R438A_CLP.pdf
- [14]A-Gas group "A-Gas I Together We Can" <https://www.agas.com/za/products-services/refrigerants/r417a/>
- [15]National refrigerant, INC, "Safety Data Sheet", <https://refrigerants.com/wp-content/uploads/2019/12/SDS-R22.pdf>
- [16]Zhiming Gao, "Investigation of R417A as a Drop-In Alternative for R22 in a Residential Heat Pump",Conference: 9th AIAA/ASME

Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 2006, pp1-10 <https://arc.aiaa.org/doi/book/10.2514/MJTHT06>
[17] <https://mechaengineerings.wordpress.com/2015/06/20/properties-of-a-good-refrigerants/>

جدول (5) الاختصارات و الرموز المستخدمة

h_1 أو h'_1 =	الانتالبي النوعي لبخار مانع التبريد عند الدخول للضاغط دون وباستخدام مبادل حراري kJ/kg
h_3	الانتالبي النوعي لمانع التبريد السائل عند الدخول الى صمام التمدد kJ/kg
h_4 =	الانتالبي النوعي لمانع التبريد السائل عند الخروج من صمام التمدد دون استخدام مبادل حراري kJ/kg
h_{3a}	الانتالبي النوعي لمانع التبريد السائل عند الدخول الى المبادل الحراري kJ/kg
h'_3	الانتالبي النوعي لمانع التبريد السائل عند الخروج من المبادل الحراري kJ/kg
h_4 =	الانتالبي النوعي لمانع التبريد السائل عند الخروج من صمام التمدد باستخدام مبادل حراري kJ/kg
h_{1a}	الانتالبي النوعي لبخار مانع التبريد عند الدخول الى مبادل حراري kJ/kg
$m^3/hTD, T'D$ =	الازاحة النظرية دون وباستخدام مبادل حراري
kg/sin =	معدل التدفق
$\eta_{vol}, \dot{\eta}_{vol}$ =	الكفاءة الحجمية دون وباستخدام مبادل حراري
$m^3/kgv_1, v_1$ =	الحجم النوعي عند الدخول للضاغط دون وباستخدام مبادل حراري
V_C, \dot{V}_C =	السعة الحجمية دون وباستخدام مبادل حراري kJ/m^3
RE, \dot{RE} =	التأثير التبريدي دون وباستخدام مبادل حراري kJ/kg
W_C, \dot{W}_C =	شغل الضاغط دون وباستخدام مبادل حراري kW
COP, \dot{COP} =	معامل أداء دورة التبريد دون وباستخدام مبادل حراري %
Q_O, \dot{Q}_O =	سعة التبريد دون وباستخدام مبادل حراري kW

$$h_2 \text{ و } \dot{h}_2 = \text{الانتالبي النوعي عند الخروج من الضاغط دون وباستخدام مبادل حراري } kJ/kg$$
$$C^0 t_c = \text{درجة حرارة التكثيف}$$
$$C^0 t_E = \text{درجة حرارة التبخير}$$
$$bar = P_1 \text{ ضغط السحب}$$
$$bar = P_2 \text{ ضغط الطرد}$$
$$C^0 t_{S,C.} = \text{درجة حرارة التبريد الدوني}$$
$$C^0 t_{S,h.} = \text{درجة حرارة التحميص}$$
$$C^0 t_{C.a.}, \dot{t}_{C.a.} = \text{متوسط درجة حرارة التكثيف دون وباستخدام مبادل حراري}$$
$$C^0 t_{E.a.}, \dot{t}_{E.a.} = \text{متوسط درجة حرارة التبخير دون وباستخدام مبادل حراري}$$
$$C^0 T_1 \text{ و } \dot{T}_1 = \text{درجة الحرارة عند الدخول للضاغط دون وباستخدام مبادل حراري}$$
$$C^0 T_{1a} = \text{درجة الحرارة عند الدخول الى المبادل الحراري}$$
$$C^0 T_3, T_{3a} = \text{درجة الحرارة عند الخروج من المكثف دون وباستخدام مبادل حراري}$$
$$C^0 \dot{T}_3 = \text{درجة الحرارة عند الخروج من المبادل الحراري}$$
$$C^0 T_4, \dot{T}_4 = \text{درجة الحرارة عند الخروج من صمام التمدد دون وباستخدام مبادل حراري}$$