الجمهورية العربية السورية
وزارة التعليم العالي
جامعة دمشق
كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية
قسم الميكانيك العام
ماجستير هندسة التبريد



التقييم الطاقي لنظام تبريد هجين امتصاصي – انضغاطي عامل بوسيط تبريد Co_2

Energy Evaluation Of Hybrid Absorptive - Co_2 Compressive System

رسالة مقدمة لنيل درجة الماجستير في هندسة التبريد

اعداد

م . احمد يونس حجازي

المشرف العلمي

أ.د. وجيه محمد خير ناعمة

2023

إهداء

الى من لم يفارقني حنانها يوماً ... ورافقني دعائها حتى بعد موتها

أمي رحمكِ الله

إلى رمز الرجولة والتضحية... إلى من دفعني إلى العلم وبه ازداد افتخار

أبي رحمكَ الله

إلى من بها أكبر وعليها أعتمد .. إلى شمعة متقدة تنير ظلمة حياتي

اختي

إلى من شاركوني حضن الأم ... ومنهم استمد عزتي وصلابتي

اخوتي

إلى من كان المعلم والراعي ... وكان دليلي في رحلتي للوصول

د . وجيه ناعمة

إلى الذين لم يجمعني بهم رحم ... ولكن كانوا بمقام الأخوّة

م. علي ، م. أيمن ، د . احمد ، م. براء

إلى كل من كان له لمسة او أثر... حتى تحقق ما سعيت له

اساتذتي ،اصدقائي ، اقاربي

.....لكم جميعا اهدي ثمرة عملي .....

فهرس المحتويات

فهرس المحتويات 2
فهرس الأشكال التوضيحية 5
فهرس الجداول 10
قائمة المصطلحات والاختصارات 11
المستخلص 13
الإطار العام للبحث 15
مقدِّمة : 15
مشكلة البحث 15
الهدف من البحث 16
أهمية البحث 16
مسوِّغات البحث 17
حدود البحث 17
منهج البحث وادواته 17
هيكل الرسالة 17
الفصل الاول : المضخَّات الحرارية $R744$ فوق الحرجة 18
تمهيد : 18
1- تعريف المضخَّة الحرارية : 19
2- دورة وسيط التبريد في المضخَّة الحرارية : 19
3- تطبيقات المضخَّة الحرارية: 21
3-1- المضخَّات الحرارية لتسخين المياه 21
3-2- مكيفات الهواء المتنقلة : 22
3-3- التبريد التجاري 24
3-4- تكييف الهواء السكني 25
3-5- المضخَّات الحرارية للتجفيف 26
3-6- تبريد شاحنات النقل 27
3-7- وحدات التكييف في البيئة المتغيرة 27
3-8- التطبيقات المستقبلية لـ R744 27
4- وسائط التبريد المستخدمة في دارات التبريد والمضخَّات الحرارية : 30
5- خواص وسيط التبريد R744: 30

الفصل الثاني : دارات التبريد الامتصاصي 39
تمهيد : 39
1- تعريف نظام التبريد الامتصاصي: 40
2- أنواع التبريد الامتصاصي : 40
2-1- نظام تبريد امتصاصي ذو مرحلة واحدة : 40
2-2- نظام تبريد امتصاصي ثنائي المراحل : 42
3- أنواع المحاليل المستخدمة في التبريد الامتصاصي : 47
الفصل الثالث : الدراسات السابقة 49
تمهيد : 49
الفصل الرابع : الدراسة النظرية 67
تمهيد : 67
1- الجديد في هذا البحث : 67
2- المعادلات الرياضية الحاكمة للنموذج : 68
3- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $BrLi/H2O$ أحادية المرحلة) 69
3-1- الوصف الثيرموديناميكي 69
3-2- الموازنة الطاقية والكتلية لمكونات الدورة الهجينة: 71
4- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H2O$ أحادية المرحلة) 73
4-1- الوصف الثيرموديناميكية: 73
4-2- الموازنة الطاقية والكتلية لمكونات الدورة الهجينة: 75
5- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H2O$ ثنائية المرحلة ذات التدفُّق التسلسلي) 77
5-1- الوصف الثيرموديناميكي: 77
5-2- الموازنة الطاقية والكتلية لمكونات الدورة الهجينة: 79
الفصل الخامس: النمذجة الحاسوبية 82
تمهيد: 82
1- الفرضيات والشروط الحدية : 82
1-1- الفرضيات الأساسية للدراسة : 82
1-2- الشروط العامة الناتجة عن الفرضيات الأساسية للدراسة 83
2- برنامج EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER) 88
الفصل السادس: النتائج ومناقشتها 92
تمهيد : 92

1- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $BrLi/H2O$ أحادية المرحلة) 92
1-1- تأثير زيادة ضغط مخرج الضاغط في معامل الأداء : 92
1-2- تأثير نسبة الانضغاط في الاستطاعة التبريدية : 95
1-3- تأثير نسبة الانضغاط في نسبة معامل تدوير الدورة الامتصاصي f : 97
2- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H2O$ أحادية المرحلة) 98
2-1- تأثير زيادة ضغط مخرج الضاغط في معامل الأداء : 98
2-2- تأثير تغير زيادة التسخين في المبادل الاسترجاعي SH على معامل أداء الدورة الهجينة :....100
3- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H2O$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي):.....104
3-1- تأثير زيادة ضغط مخرج الضاغط في معامل الأداء : 104
3-2- تأثير زيادة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط : 106
3-3- تأثير تغير مقدار زيادة التسخين SH 108
المقارنة والنتائج : 117
الاستنتاجات والخلاصة : 118
المقترحات والتوصيات: 119
المراجع: 120

فهرس الأشكال التوضيحَّية

رقم الشكل	الصفحة
الشكل (1−1) يُوضِّحُ الدورة الثيرموديناميكية للمضخَّة الحرارية $R744$ فوق الحرجة	20
الشكل (1−2) أمثلة عن المضخَّات الحرارية EcoCute	26
الشكل (1−3) يُوضِّحُ علاقة معامل الأداء والاستطاعة الحرارية مع تغير ضغط مخرج الضاغط لمضخَّة حرارية R744	32
الشكل (1−4) مقارنة بين حجم ضاغط وسيط التبريد R134a وضاغط وسيط التبريد R744	34
الشكل (1−5)علاقة معامل أداء دارة التبريد R744 مع درجة الحرارة المحيطة	35
الشكل (1−6) العلاقة بين الحرارة النوعية ودرجة الحرارة لوسيط التبريد R744	36
الشكل (2−1) الدورة الامتصاصية أحادية المرحلة .	41
الشكل (2−2) تمثيل دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة التسلسلية على مخطط $\log(P), 1/T$	44
الشكل (2−3) تمثيل دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة بتدفق عكسي على مخطط $\log(P), 1/T$	45
الشكل(2−4) تمثيل دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات الجريانات المتوازية على مخطط $\log(P), 1/T$	46
الشكل (3−1) يُوضِّحُ مقارنة معامل الأداء لمضخَّة حرارية تعمل بوسيط تشغيل مختلف بدلالة تغير درجة حرارة التبخر	50
الشكل (3−2) يُوضِّحُ المقارنة بين النتائج العملية والنظرية للمضخَّة الحرارية العاملة بوسيط R744 في الدراسة المرجعية الثانية	51
الشكل (3−3) يُوضِّحُ النظام المقترح في الدراسة المرجعية الثالثة	53
الشكل (3−4) يُوضِّحُ نوعي مبرد الغاز المستخدم في الدراسة المرجعية الرابعة	54
الشكل (3−5) يُوضِّحُ تغير حجم مبردات الغاز بتغير درجة الحرارة المحيطة وفق الدراسة المرجعية الرابعة	54
الشكل (3−6) يُوضِّحُ تغير معامل الأداء والاستطاعة التسخينية واستطاعة الضاغط مع تغير الضغط العالي للمضخَّة الحرارية العاملة بوسيط تشغيل R744	55
الشكل (3−7) يُوضِّحُ النظام المقترح في الدراسة المرجعية السادسة	56
الشكل (3−8) يُوضِّحُ نظام R744 بمبرد الغاز المتسلسل (SGC) ومقارنته مع النظام التقليدي	57
الشكل (3−9) يُمثِّلُ النظام المقترح (b) في الدراسة المرجعية الثامنة ، ومقارنته بالنظام التقليدي(a)	58
الشكل (3−10) يُوضِّحُ النظام المدروس في الدراسة المرجعية التاسعة	59

الشكل (3–11) يُمثِّلُ النظام المقترح في الدراسة المرجعية العاشرة	60
الشكل (3–12) يُوضِّحُ النموذج المقترح في الدراسة المرجعية الحادية عشرة	61
الشكل (3–13) يُوضِّحُ قيمة تغير الضغط في مبرد الغاز بتغير درجة الحرارة الخارجية ومقدار زيادة التبريد	61
الشكل (3–14) يُوضِّحُ الحساسات وأجهزة القياس في التجربة المعتمدة في الدراسة المرجعية الثانية عشر	63
الشكل (3–15) التجهيزات العملية المستخدمة في الدراسة المرجعية الثانية عشرة	63
الشكل (4–2) يُوضِّحُ الاختلاف بين الدراسات السابقة والدراسة الحالية .	68
الشكل (4–2) يُوضِّحُ الدورة الهجينة المقترحة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)	70
الشكل (4–3) يُوضِّحُ الدورة الهجينة المقترحة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)	74
الشكل (4–4) يُوضِّحُ تمثيل الدورة الانضغاطية R744 على مخطط $(\boldsymbol{log(P) - h})$	75
الشكل (4–5) يُوضِّحُ الدورة الهجينة المقترحة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H_2O$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي)	78
الشكل (5–1) يُوضِّحُ الدورة الثيرموديناميكية للدورة الامتصاصية الأحادية على مخطط $(Log\ P - 1/T)$	84
الشكل (5–2) يُوضِّحُ الدورة الثيرموديناميكية للدورة الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي على مخطط $(Log\ P - 1/T)$	87
الشكل (5–3) المخطط الصندوقي لعملية حلِّ الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $H_2O/LiBr$ أحادية المرحلة)	89
الشكل (5–4) المخطط الصندوقي لعملية حلِّ الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $H_2O/LiBr$ أحادية المرحلة)	90
الشكل (5– 5) المخطط الصندوقي لعملية حل الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $H_2O/LiBr$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي)	91
الشكل(6–1) علاقة تغير كلٍّ من معامل الأداء للدورة الامتصاصية والانضغاطية والهجينة بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف28°C	93
الشكل (6–2) يُوضِّحُ زيادة النسبة Q_g/w_{com} مع ازدياد ضغط مخرج الضاغط ويُوضِّحُ علاقتها مع تغير معامل الأداء الإجمالي عند درجة حرارة تكاثف28°C	94
الشكل(6–3) علاقة تغير كلٍّ من معامل الأداء للدورة الامتصاصية والانضغاطية والهجينة بالإضافة لتغير نسبة Q_g/W_{com} بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف35°C	95

الشكل(6–4) يُوضِّحُ ازدياد كلٍّ من الاستطاعة التبريدية الإجمالية والاستطاعة التبريدية للدورة الانضغاطية بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف28℃.	96
الشكل(6–5) يُوضِّحُ ازدياد كلٍّ من الاستطاعة التبريدية الإجمالية والاستطاعة التبريدية للدورة الانضغاطية بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف35℃.	96
الشكل(6–6) تغير نسبة معامل التدوير f بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف28℃.	97
الشكل(6–7) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط عند زيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 23℃$ عند درجة حرارة تكاثف28℃	98
الشكل(6–8) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط عند زيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 30℃$ عند درجة حرارة تكاثف35℃	100
الشكل(6–9) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال $(23℃ \div 5)$ عند درجة حرارة تكاثف28℃	101
الشكل(6–10) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال $(30℃ \div 5)$ عند درجة حرارة تكاثف35℃	102
الشكل(6–11) تغير الاستطاعة التبريدية للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال $(23℃ \div 5)$ عند درجة حرارة تكاثف28℃	103
الشكل(6–12) تغير الاستطاعة التبريدية للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال $(30℃ \div 5)$ عند درجة حرارة تكاثف35℃	103
الشكل(6–13) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية وتغير معاملات أداء مكوناتها ومعدَّل الاستفادة بدلالة نسبة الانضغاط عند لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط $t_{GL} = 60℃$ وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5℃$ عند درجة حرارة تكاثف28℃	105
الشكل(6–14) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية وتغير معاملات أداء مكوناتها ومعدَّل الاستفادة بدلالة نسبة الانضغاط عند لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط $t_{GL} = 75℃$ وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5℃$ عند درجة حرارة تكاثف35℃	106
الشكل(6–15) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة t_{GL} عند أعلى نسبة انضغاط من أجل قيم مختلفة لزيادة تسخين Δt_{SH} عند	107

درجة حرارة تكاثف28°C	
الشكل(6–16) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة t_{GL} عند أعلى نسبة انضغاط من أجل قيم مختلفة لزيادة تسخين Δt_{SH} عند درجة حرارة تكاثف35°C	107
الشكل(6–17) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية ذات تدفُّق تسلسلي بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ عند درجة حرارة تكاثف28°C	109
الشكل(6–18) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 10°C$ عند درجة حرارة تكاثف28°C	110
الشكل(6–19) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 15°C$ عند درجة حرارة تكاثف28°C	111
الشكل(6–20) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 20°C$ عند درجة حرارة تكاثف28°C	111
الشكل(6–21) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 23°C$ عند درجة حرارة تكاثف28°C	112
الشكل(6–22) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C	113
الشكل(6–23) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 10°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C	114
الشكل(6–24) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 15°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C	114
الشكل(6–25) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 20°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C	115

الشكل(6–26) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 25°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C	115
الشكل(6–27) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 30°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C	116

فهرس الجداول

رقم الجدول	الصفحة
الجدول (1–1) مقارنة الخواص الثيرموديناميكية لبعض وسائط التبريد	30
الجدول (1–2) خصائص بعض وسائط التبريد الأكثر استخداماً	38
الجدول (2–1) بعض المحاليل المستخدمة في الدورات الامتصاصية	47
الجدول (2–2) مقارنة بين محلول الماء بروميد الليثيوم ومحلول الأمونيا ماء	48
الجدول (3–1) ملخَّص الدراسات المرجعية السابقة	64
الجدول (5–1) يُوضِّحُ الحدود الدنيا والعليا لدرجة حرارة الوعاء المولد عالي الضغط بدلالة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط من أجل حرارة تكاثف 28°C.	86
الجدول (5–2) يُوضِّحُ الحدود الدنيا والعليا لدرجة حرارة الوعاء المولد عالي الضغط بدلالة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط من أجل حرارة تكاثف 35°C.	87
الجدول (6–1) مقارنة نتائج الحالات المدروسة للدورة الهجينة	117

قائمة المصطلحات والاختصارات

قائمة الاختصارات والمصطلحات والرموز العلمية

الاختصارات والمصطلحات باللغتين العربية والإنكليزية

الاختصار	الإنكليزية	العربية
A	absorber	الوعاء الماص
$BrLi$	Lithium Bromide	ملح بروميد الليثيوم
C	condenser	مكثف
Comp	Compressor	الضاغط
COP	Coefficient Of Performance	معامل الأداء
Co_2	Carbon dioxide	الرمز الكيميائي لثنائي أوكسيد الكربون
E	Evaporator	مبخر
EES	Engineering Equation Solver	برنامج حلِّ المعادلات الهندسية
EXP	Expansion valve	صمام تمدد
g,G	Generator	الوعاء المولد
GC	gas cooler	مبرد الغاز
GH	High Pressure Generator	الوعاء المولد عالي الضغط
GL	Low Pressure Generator	الوعاء المولد منخفض الضغط
GWP	Global Warm Potential	معامل الدفيئة العالمية
H_2O	Water	الرمز الكيميائي للماء
ODP	Ozone Destruction Potential	معامل تدمير طبقة الاوزون
$R12, R22$	refrigerants	وسائط تبريد صناعية
$R744$	Carbon dioxide	رمز ثنائي أوكسيد الكربون كوسيط تبريد
SGC	Series Gas Cooler	مبرد الغاز المتسلسل
SH	Super Heating	مبادل استرجاعي لزيادة التسخين

الرموز العلمية:

COP_{hp}	معامل أداء المضخَّة الحرارية	–
COP_{Co_2}	معامل أداء التبريد للدورة الانضغاطية فوق الحرجة	–
COP_A	معامل الأداء للدورة الامتصاصية	–
COP_{tot}	معامل الأداء للدورة الهجينة	–
Q	كمية حرارة	$[kw]$
Q_{E1}	الإنتاجية التبريدية للدورة الانضغاطية	$[kw]$
Q_{E2}	الإنتاجية التبريدية للدورة الامتصاصية	$[kw]$
Q_{tot}	الإنتاجية التبريدية الإجمالية للدورة الهجينة	$[kw]$
w_{com}	الاستطاعة المصروفة لتشغيل ضاغط الدورة الانضغاطية	$[kw]$
m_d	تدفُّق وسيط التبريد النقي في الدورة الامتصاصية	$[kg/s]$
m_a	تدفُّق المحلول الفقير في الدورة الامتصاصية	$[kg/s]$
m_{aH}	تدفُّق المحلول الفقير عالي الضغط في الدورة الامتصاصية	$[kg/s]$
m_{aL}	تدفُّق المحلول الفقير منخفض الضغط في الدورة الامتصاصية	$[kg/s]$
m_r	تدفُّق المحلول الغني في الدورة الامتصاصية	$[kg/s]$
m_{Co_2}	تدفُّق وسيط التبريد R744	$[kg/s]$
ξ_r	تركيز وسيط التبريد في المحلول الغني	$[kg_{H_2O}/kg_{sol}]$
ξ_a	تركيز وسيط التبريد في المحلول الفقير	$[kg_{H_2O}/kg_{sol}]$
ξ_{aH}	تركيز وسيط التبريد في المحلول الفقير عالي الضغط	$[kg_{H_2O}/kg_{sol}]$
ξ_{aL}	تركيز وسيط التبريد في المحلول الفقير منخفض الضغط	$[kg_{H_2O}/kg_{sol}]$
t_g	درجة حرارة الوعاء المولد لوسيط التبريد	[°C]
t_w	درجة حرارة مياه وشيعة التبريد في وحدة معالجة المياه	[°C]
f	نسبة معامل التدوير	–
h	الانتالبي	$[kj/kg]$
η	معامل كفاءة نظام التسخين	–

المستخلص

خلفية البحث

جرى في هذا البحث دراسة إمكانية الاستفادة من الحرارة المطروحة من مبرد الغاز في الدورة الانضغاطية $R744$ لتشغيل دورة تبريد امتصاصية تعمل على إضافة أثر تبريدي على الاثر المتولِّد نتيجة استخدام دورة التبريد الانضغاطية ، وفقاً لثلاث فرضيات (دورة هجينة بسيطة مع دورة امتصاصية أحادية المرحلة – دورة هجينة بإضافة مبادل استرجاعي لزيادة التسخين SH وامتصاصية أحادية المرحلة – دورة هجينة بمبادل استرجاعي لزيادة التسخين SH ودورة امتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي) .

هدف البحث

يستهدف هذا البحث الحصول على الاستطاعة التبريدية المطلوبة بأقل استهلاك ممكن للطاقة وتخفيض نسبة الانضغاط في دورة $R744$ فوق الحرجة ، إضافة للفوائد الأخرى التي يمكن تحصيلها بسبب الخصائص الكيميائية الثيرموديناميكية لوسائط التبريد المستخدمة (ODP=0، GWP=1 ومن ثمَّ يُعدُّ وسيط التبريد صديقاً للبيئة، إضافة إلى السعة الحرارية الكبيرة التي تساعد في تقليل كمية وسيط التبريد وتصغير حجم مكونات دورة التبريد)

المواد والطرائق

أُجريت دراسة نظرية باستخدام برنامج حلِّ المعادلات الهندسية EES ، وتحصيل عدد من النتائج ، وجرت عملية المقارنة فيما بينها إضافةً لمقارنة النتائج مع الدراسات السابقة .

النتائج العملية

الوصول إلى أفضل معامل أداء للدورة الهجينة (5.93) بزيادة في معامل الأداء مقدارها 54.79% ونسبة انضغاط (2.09) محققةً بذلك تقليل نسبة الانضغاط بمقدار 200% عن الدورة الانضغاطية فوق الحرجة $R744$ وذلك باستخدام مبادل حراري استرجاعي SH لزيادة تسخين وسيط التبريد بمقدار 23℃ ، بالإضافة للدورة الامتصاصية $H_2O/BrLi$ أحادية المرحلة عند درجة حرارة تكاثف 28℃، وأفضل معامل أداء للدورة الهجينة (4.3) بزيادة في معامل الأداء مقدارها 59.26% عند نسبة انضغاط (2.57) محققةً بذلك تقليل نسبة الانضغاط بمقدار 144% عن الدورة الانضغاطية فوق الحرجة R744 وذلك باستخدام مبادل حراري استرجاعي SH لزيادة تسخين وسيط التبريد بمقدار 30℃ ، بالإضافة للدورة الامتصاصية $H_2O/BrLi$ أحادية المرحلة عند درجة حرارة تكاثف 35℃ .

الاستنتاجات من وجهة نظر الباحث

أظهرت النتائج زيادة في معامل الأداء والاستطاعة التبريدية في كامل مجال الدراسة مقارنةً بالدورة الانضغاطية فوق الحرجة $R744$ ، إضافة لتقليل نسبة الانضغاط مقارنةً بالدورة الانضغاطية $R744$ فوق الحرجة .

الكلمات المفتاحية

دورة تبريد هجينة ، مضخَّة حرارية فوق الحرجة ، $R744 - Co_2$ ، دورة تبريد امتصاصية أحادية المرحلة ، دورة تبريد امتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي ، تكييف الهواء .

الإطار العام للبحث

مقدّمة :

إنَّ زيادة الأضرار البيئية على طبقة الأوزون نتيجة استخدام وسائط التبريد التقليدية (R12 , R22...) وتزايد المحاربة الدولية ضدَّ هذه الوسائط متمثّلة بمؤتمر مونتريل يُعدُّ مسوِّغاً لاستخدام دورة تبريد انضغاطية عاملة ب وسيط $R744$ والذي كان يستخدم على نطاق واسع كوسيط تبريد في أوائل القرن العشرين ، حتى اختفى استخدامه من حوالي عام 1940 مع ظهور المبردات الفلوروكربونية. بدافع الحظر المقترح لمركبات الكربون الكلوروفلورية في بروتوكول مونتريل لعام 1987 . في أواخر الثمانينيات أُعيد النظر في استخدام ثاني أكسيد الكربون، حيث حرَّض التركيز المتزايد على القضايا البيئية للمواد الكيميائية الفلوروكربونية اهتمامًا قويًا في الأنظمة التي تستخدم وسائط التبريد الطبيعية بشكل عام ، وثاني أكسيد الكربون على وجه الخصوص بسبب عدم قابليته للاشتعال وعدمُ سمِّيته[1]. وقد تعزَّز ذلك لاحقاً بإدراج مركبات الكربون الهيدروفلورية في بروتوكول كيوتو لعام 1997 [2].

مشكلة البحث

زيادة الأضرار البيئية على طبقة الأوزون نتيجة استخدام وسائط التبريد التقليدية (R12 , R22...) وتزايد المحاربة الدولية ضدَّ هذه الوسائط يُعدُّ مسوِّغاً لاستخدام دورة تبريد انضغاطية عاملة ب وسيط $R744$ وضعف أداء هذه الدارة دفع عجلة البحث العلمي للعمل على إيجاد سبل لزيادة كفاءة هذه الدارة والتي تستخدم كمضخَّة حرارية بكفاءة عالية .

وكما هو معلوم أيضاً فإنَّ استخدام الدارات الامتصاصية قليل جداً بالرغم من محاسنها ومن ثمَّ فإنَّ استخدامها بهذا الشكل يُعزِّزُ من انتشارها على المستوى العالمي والاستفادة من ميزاتها .

الهدف من البحث

يستهدف البحث إيجاد نظام تبريد صديق للبيئة وموفِّر للطاقة إضافة إلى دراسة مقدار توفير الطاقة في النظام الجديد .ومن ناحية أخرى يمكن الاستفادة من هذه الخاصية في تشغيل دارة تبريد امتصاصية وبشكل مجاني يضاف إنتاجها التبريدي إلى الانتاج التبريدي للدارة الانضغاطية العاملة بوسيط R744 في ما اسميناه الدورة الهجينة الانضغاطية العاملة بوسيط R744 – امتصاصية عاملة بوسيط الماء بروميد الليثيوم .

أهمية البحث

تتجلَّى أهمية البحث من خلال فوائده في عدة مجالات ولا سيما في مجال البيئة واستهلاك الطاقة ، إضافة إلى زيادة القاعدة العلمية في مجال المضخَّات الحرارية العاملة بوسيط التبريد R744 ، واستثمار المبدأ الأساسي في عمل دارات التبريد الامتصاصية والذي يعتمد على مبدأ استهلاك الطاقة الحرارية من أجل توليد فعل تبريدي في مبخر الدارة .

تتمثَّل الأهمية البيئية للمنظومة من خلال استخدام غاز R744 في الدارة الانضغاطية والذي يتميز بمعامل تدمير طبقة الأوزون والمساوي للصفر كما أنه غاز غير سام عند نسبة عالية من الهواء الجوي إضافة لبقية الخواص التي ستذكر لاحقاً في الفصل الاول .

إن استخدام منظومة التبريد الهجينة الانضغاطية R744 – الامتصاصية يحقق أداء عالياً يقارب بقية أنظمة التبريد التقليدية ومن ثَمَّ سيكون لاستخدام هذه المنظومة المبنية وفق منهج البحث العلمي أهمية كبيرة في توفير الطاقة المستهلكة لأغراض التبريد وتكييف الهواء ولا سيما عند استطاعات تبريديه كبيرة .

كما أن البحث سيضع حجر أساس في القاعدة العلمية لأنظمة التبريد الهجينة الانضغاطية – الامتصاصية إضافة إلى الدراسات السابقة يمكن الاعتماد عليه في الانطلاق لدراسات أكثر تطوراً في هذا المجال .

مسوِّغات البحث

- الأضرار البيئية لوسائط التبريد التقليدية .
- استهلاك الطاقة العالي لأجهزة التكييف والسعي لتقليل هذا الاستهلاك .
- وجود كمية كبيرة من الحرارة الضائعة في الدورات الانضغاطية فوق الحرجة ذات مستوى طاقي عالٍ .

حدود البحث

تستهدف الدراسة أنظمة التكييف المركزي ذات الاستطاعات التبريدية الكبيرة نظراً لارتفاع الكلفة التأسيسية بسبب زيادة مكونات الدورة التبريدية ، وذلك ضمن الشروط التصميمية لمدينة دمشق .

منهج البحث وأدواته

يعتمد البحث على المنهج التحليلي ، حيث تُحصَّلُ النتائج باستخدام برنامج EES ومن ثمَّ يجري تحليلها باستخدام المخططات الرقمية والقيم العددية للحصول على الاستنتاجات .

هيكل الرسالة

نُظِّمت الرسالة في ستة فصلول بحيث تضمَّن الفصل الأول تعريفاً بالدورات الانضغاطية فوق الحرجة واستخداماتها ووسائط التبريد المستخدمة فيها . أمَّا الفصل الثاني فقد تناول الحديث عن أنظمة التبريد الامتصاصي وانواعها ومحاليلها . ثمَّ جرى استعراض أهمِّ ما توصَّلت إليه الدراسات المرجعية السابقة حول هذا الموضوع في الفصل الثالث. وقد استعرضت آلية عمل النماذج الثلاثة للدورة الهجينة المقترحة للدراسة في الفصل الرابع. ومن ثمَّ وضَّحت آلية نمذجة هذه المقترحات والمعادلات الأساسية الناظمة لهذه المقترحات في الفصل الخامس. و في الفصل السادس عُرضت النتائج . وأخيراً صيغت الاستنتاجات النهائية إضافة إلى بعض المقترحات ، ومن ثمَّ ذُيلت الرسالة بالمراجع المستخدمة في البحث .

الفصل الاول :

المضخَّات الحرارية $R744$ فوق الحرجة Supercritical $R744$ Heat Pumps

تمهيد :

تنتقل الحرارة بشكلها الطبيعي من الأجسام الساخنة إلى الأجسام الباردة ومن أجل تحقيق عملية معاكسة يجب صرف عمل من أجل تحقيق العملية المعاكسة . وتُسمَّى هذه العملية بالضخِّ الحراري . والآلة التي تقوم بذلك العمل مضخَّة حرارية , حيث تقوم المضخَّة الحرارية بامتصاص الحرارة من الوسط ذي درجة الحرارة المنخفضة ونقلها إلى الوسط ذي درجة الحرارة العالية من خلال صرف عمل خارجي [3].

إنَّ مصطلح المضخَّة الحرارية في عمليات تدفئة وتكييف الهواء يشير إلى أجهزة التبريد الانضغاطية البخارية والتي تعمل على نقل الحرارة في كلا الاتجاهين المباشر والعكسي ويكون العمل المصروف عليها إمَّا للتبريد أو لتسخين المكان المطلوب [3].

تستهلك المضخَّة الحرارية طاقة أقل من الطاقة التي يُستفاد منها على شكل حرارة ، متفوقة بذلك على السخَّانات الكهربائية . حيث الحرارة المستفادة منها في المضخَّة الحرارية يكون أغلبها من الوسط الخارجي أو من منبع حراري مجاني غالباً ، وجزء صغير جداً من هذه الحرارة المستفادة يأتي من العمل المستهلك لإحداث فعل الضخِّ الحراري ، وفي الحالات التي يجري فيها تأمين العمل اللازم لعمل المضخَّة الحرارية من خلال الكهرباء يصل معامل أداء المضخَّة إلى قيمة 3 أو 4 وفي بعض الحالات أعلى من ذلك . بينما في السخَّانات الكهربائية يصل مردودها في الحالة المثالية إلى قيمة الواحد.

تُستخدم وسائط تبريد متعددة ضمن دارة المضخَّة الحرارية ولعلَّ أبرزها هو ثنائي أوكسيد الكربون $(R744)$[5]

انطلاقاً من أهمية المضخَّة الحرارية سيجري في هذا الفصل شرح أهم المصطلحات الأساسية في المضخَّة الحرارية ووسيط التبريد $R744-Co_2$.

1-تعريف المضخَّة الحرارية :

المضخَّة الحرارية هي جهاز يُستخدم لنقل الحرارة بجهة معاكسة لانتقال الحرارة الطبيعي وذلك بصرف كمية من القدرة الخارجية ، حيث يجري فيها نقل الحرارة من المنبع البارد إلى الوسط الساخن [3].

2-دورة وسيط التبريد في المضخَّة الحرارية :

تستفيد المضخَّات الحرارية من خواص التحول الطوري والخواص الفيزيائية الأخرى لوسائط التشغيل المستخدمة في المضخَّة الحرارية .

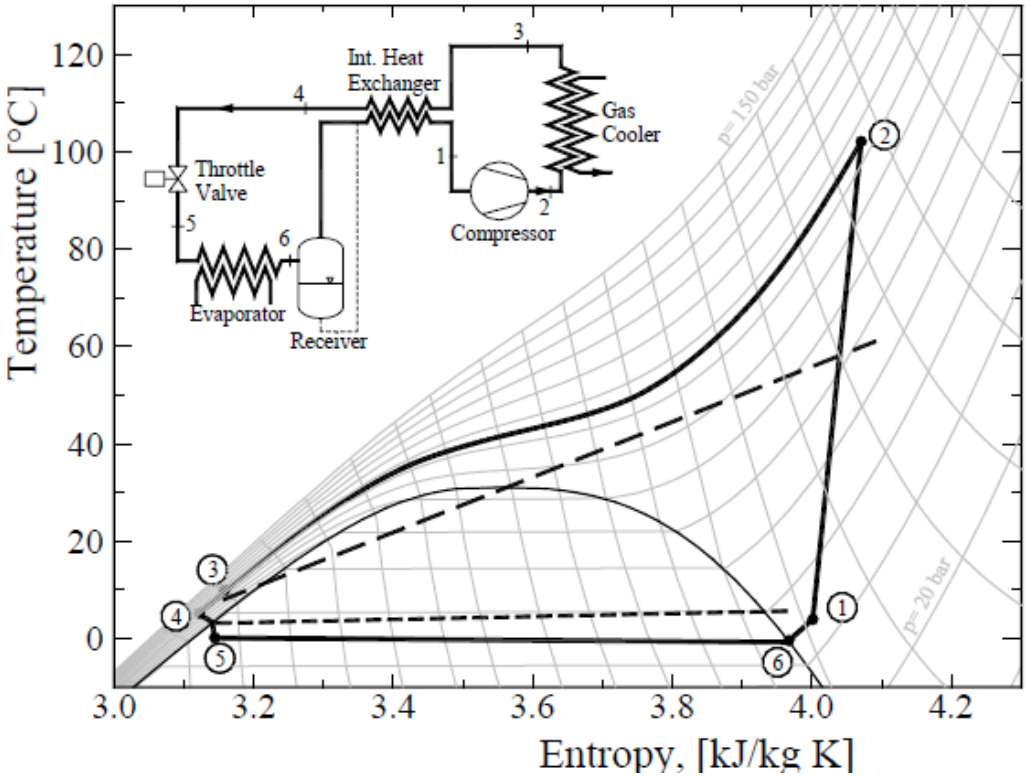
بدايةً يُضغط بخار وسيط التبريد بواسطة ضاغط ، فيندفع الوسيط بضغط مرتفع إلى مبادل حراري يجري عبره طرح الحرارة من وسيط تشغيل إلى الوسط المراد تسخينه فيتكاثف وسيط التبريد ويُسمَّى ذلك المبادل بالمكثِّف ، ثمَّ يمرُّ وسيط التبريد عبر جهاز لتخفيض الضغط ويكون إمَّا صمام تمدد أو ممدد توربيني أو أنبوباً شعرياً في بعض الحالات ، يدخل وسيط التبريد إلى مبادل حراري آخر وهو في حالته السائلة فيكتسب وسيط التشغيل كمية من الحرارة ليتحول إلى بخار وسيط تبريد ويُسمَّى هذا المبادل بالمُبخِّر ، و من ثمَّ يعود الوسيط إلى الضاغط ليكمل دورة ثرموديناميكية مغلقة .

عند استخدام وسيط تبريد R744 يتبع الوسيط مراحل الدورة الطبيعية نفسها باستثناء الجزء الخاص بالمكثِّف حيث إنَّ الوسيط R744 يعمل بالضغط فوق الحرج ومن ثمَّ لا يحدث تحول طوري وتكاثف في المكثِّف ، وبناء على ذلك وفي حالة خاصة يُسمَّى المكثِّف بـ مبرد الغاز عند استخدام وسيط R744 [4].

من الضروري وصول درجة حرارة الوسيط في المكثِّف إلى درجة حرارة أعلى من الوسط المسخن وفي المُبخِّر أقل من درجة الحرارة للمصدر الحراري حتى تتمَّ عملية انتقال الحرارة بشكل فعَّال ، وكلما ازداد فرق درجات الحرارة ازدادت فعاليَّة النقل الحراري للمبادلات .

كما وينبغي الإشارة إلى انخفاض معامل أداء المضخَّة الحرارية عندما تعمل على ضخِّ الحرارة بين وسطين بينهما فرق درجات حرارة كبيرة وذلك بسبب الحاجة إلى صرف عمل أكبر في الضاغط ليتحقق الهدف المطلوب .

يُبيِّن الشكل (1−1) دورة المضخَّة الحرارية $R744$ فوق الحرجة وتمثيلها على مخطط T−S .



الشكل (1−1) يُوضِّحُ الدورة الثيرموديناميكية للمضخَّة الحرارية $R744$ فوق الحرجة [8]

3-تطبيقات المضخَّة الحرارية [4]،[5]:

3-1- المضخَّات الحرارية لتسخين المياه

يُعدُّ إنتاج الماء الساخن هو أفضل تطبيق للمضخَّات الحرارية العاملة بوسيط التبريد R744 حيث إنَّ انحدار التدرج الحراري في الدورة الحرجة يتناسب وبشكل جيد مع الخصائص الثيرموديناميكية للماء. يجري انتقال الحرارة بكفاءة عالية ودرجات حرارة عالية جدًا للمياه في تطبيقات تسخين المياه ، خاصة عند استخدام مبرد غاز ذي تدفُّق معاكس . مع كون المضخَّات الحرارية هي الطريقة الأفضل لتسخين المياه عند مقارنتها بالكهرباء أو أنظمة الوقود الأحفوري ، تُشجِّع الحكومات والهيئات الأخرى المهتمة بكفاءة الطاقة على استخدامها. يأتي هذا العرض الترويجي بعد أن تم إدراك أنَّ المضخَّات الحرارية لتسخين المياه ذات معامل أداء (COP=3) وسطياً ، يمكن أن تقلل من استخدام الطاقة بنسبة 67٪ مقارنة بالتدفئة الكهربائية ، وحتى أكثر عند مقارنتها بالتسخين الذي يستخدم الوقود الأحفوري . تُعطى النسبة المئوية لتوفير الطاقة لمضخَّة حرارية (ΔE) عند مقارنتها بنظام تسخين آخر بكفاءة η بواسطة العلاقة التالية :

$$\Delta E = \left(\frac{1}{\eta} - \frac{1}{COP}\right) \quad (1)$$

حيث η للسخانات الكهربائية هي 1 تقريبًا بينما η للسخانات التي تعمل بالوقود تختلف من 0.5 إلى 0.95 ، اعتمادًا على المعدات ونوع الوقود.

إضافة إلى ذلك يُشجِّع أنصار البيئة على استخدام المضخَّات الحرارية الصديقة للبيئة ، مثل مضخَّات الحرارة R744 . هذا أحد التطبيقات التي اقترحها كلٌّ من فاذر و البروفيسور لورينتزن لإعادة إحياء دارات التبريد R744 باعتباره وسيط التبريد المستقبلي . في الواقع كان هذا القطاع هو الذي شهد تسويقًا كبيرًا لثلاجات R744. منذ عام 2001 ، حيث جرى إنتاج وحدات المضخَّات الحرارية التجارية R744 تحت الاسم العام ECO CUTE في اليابان ،الشكل(1-2). هذه الوحدات ، التي تُسوق في كلٍّ من آسيا وأوروبا ، تجاوزت الآن

معدَّل الإنتاج السنوي البالغ مليون ، وهذا النمو جاء بسبب ما في هذه الأنظمة من كفاءات عالية وما قامت به الهيئات الحكومية والبيئية من تحفيز وتشجيع. انتشرت هذه الأنظمة للاستخدام السكني والتجاري والصناعي. إنَّ إمكانية إنتاج الماء الساخن بكفاءة عند 90 درجة مئوية وما فوق يشجع الاستخدام الصناعي والتجاري للمضخَّات الحرارية R744 ، خاصة في الفنادق والمستشفيات والصناعات الغذائية .

ونظراً لكون نسب استهلاك الطاقة لتسخين المياه أحد أعلى نسب استهلاك الطاقة ، لا سيما في القطاع السكني (حوالي 20٪) ، إلى جانب المزايا البيئية وكفاءة الطاقة ، فإنَّ تقنية المضخَّات الحرارية R744 لها آفاق مستقبلية كبيرة في هذا المجال .

3-2- مكيفات الهواء المتنقلة :

تُعدُّ مكيفات الهواء المتنقلة التطبيق الثاني الذي عرَضَه لورنتزن لأنظمة التبريد R744. تشجع أنظمة Compact R744 بسبب خصائص انتقال الحرارة الجيدة بين الهواء ووسيط التبريد R744 على استخدام هذه الأنظمة في القطاعات التي تكون فيها مساحة المعدَّات ووزنها محدداً و يجب أن تكون كفاءتها الطاقية كبيرة .

وتُعدُّ مكيفات الهواء المتنقلة أكبر مستهلك لوسائط التبريد في العالم ، يليها التبريد التجاري. يستهلك تكييف الهواء المتنقل 31٪ من وسائط التبريد في العالم ، وهو ما يصل إلى أكثر من 150000 طن في السنة . وفي الوقت نفسه ، تُصنَّفُ مكيفات الهواء المتنقلة بأنها ذات أعلى معدَّل تسرب . وهذا يعني أنَّ التغيير الكامل باستخدام وسائط التبريد إلى R744 سيكون مفيداً للغاية. وقد أظهرت الدراسات الحديثة تفوق أنظمة R744 عند مقارنتها بأنظمة HFC شائعة الاستخدام .

مع التخلُّص التدريجي من مركبات الكربون الهيدروفلورية ، خاصةً في البلدان الأوروبية ، يُعدُّ R744 أفضل بديل لمكيفات الهواء المتنقلة . سيعمل تكييف الهواء R744 بشكل جيد خاصةً مع السيارات الهجينة أو الكهربائية التي تتميز بكفاءتها من حيث استهلاك الوقود مع وجود القليل من الحرارة الضائعة .

مع السيارات الكهربائية على وجه التحديد ، إذا كان نظام تكييف الهواء فعالًا بدرجة كافية ، فسيجري استخدام المزيد من الطاقة لقيادة السيارة ومن ثَمَّ سيُغطّى المزيد من مسافات السفر قبل نفاذ الكهرباء من المدخرات .

أكبر عيب لـ R744 في تطبيقات مكيفات الهواء المتنقلة هو ارتفاع درجة حرارة مبرد الغاز. ومع ذلك ، ففي المركبات الجديدة المتطورة تقنيًا ، حيث يوجد القليل من الحرارة المتولدة الزائدة أو لا يوجد بها أي زيادة في الحرارة ، يمكن استخدام ناتج الحرارة المرتفع لمبرد الغاز بشكل فعَّال ، خاصةً في موسم البرد ، ليس فقط لراحة الإنسان ولكن أيضاً لتسخين أجزاء السيارة الأساسية مثل سوائل المحرك (الزيت والماء). لا تُؤدِّي مركبات الكربون الهيدروفلورية الشائعة المستخدمة في مكيفات الهواء المتنقلة أداء جيدًا مثل المضخَّات الحرارية بسبب خصائصها الفيزيائية الحرارية .

ونظراً لأن أنظمة تكييف الهواء المتنقلة معرضة لمشاكل صيانة أكثر من الأنظمة الثابتة ، تنشأ مخاوف لوجستية لأنَّ أنظمة R744 جديدة إلى حدٍّ ما ومختلفة عن الأنظمة الحرارية. هناك حاجة إلى فنيين مؤهلين للتعامل مع التكنولوجيا الجديدة ، والتي أصبحت أكثر تعقيدًا في المركبات بسبب الوزن المحدود ومتطلَّبات المساحة إلى جانب تكامل نظام تكييف الهواء والأنظمة الكهربائية والميكانيكية الأخرى للسيارة.

هذه من بين القضايا الاقتصادية الثانوية الأخرى ، تحتاج إلى معالجة قبل تبني تكييف الهواء المتنقل R744 بالكامل. علاوة على ذلك ، فإنَّ تراكم الصقيع على المُبخِّرات يُمثِّل تعقيداً لم يُحلَّ بعد بشكل فعَّال ، خاصة في تطبيقات التكييف المتنقل. وعلى الرغم من هذه التحديات ، أثبت R744 أنَّه وسيط تبريد مثالي ، قادر على

توفير درجة حرارة عالية على الفور مع الحاجة إلى هواء أقل لنقل الحرارة. هذا يجعله موضوع بحث مهم للتحكم في بيئة المركبات المعقدة بكفاءة عالية .

3-3- التبريد التجاري

يقصد بالتبريد التجاري المعدَّات التي تستخدمها منافذ البيع بالتجزئة لعرض الأطعمة والمشروبات التي يشتريها العملاء أو الاحتفاظ بها أو تحضيرها. تشمل هذه المعدَّات ثلاجات العرض المبردة في محلات السوبر ماركت وجميع آلات البيع المبردة ، ومبردات أو سخانات المياه وآلات صناعة الثلج . يستهلك التبريد التجاري حوالي 28٪ من وسائط التبريد في جميع أنحاء العالم ، ومن ثَمَّ فهو ثاني أكبر مستخدم لمواد التبريد. وهذا يجعله أحد أكبر مصادر انبعاث غازات التبريد في البيئة ويُمثِّل ما يقرب من 37٪ من الانبعاثات في جميع أنحاء العالم . في عام 2002 ، كان التبريد التجاري مسؤولاً عن أكثر من 185000 طن من غاز التبريد المتسرب في الغلاف الجوي .

علاوة على ذلك ، فإنَّ استخدام الطاقة في هذا القطاع عادةً ما يكون مرتفعاً للغاية ، مما يستلزم الحاجة إلى أنظمة تبريد فعالة.

ومن المفارقات أنَّه حتى عام 2000 ، لم تكن تطبيقات R744 في التبريد التجاري تُعدُّ قابلة للتطبيق. ومنذ ذلك الحين تغير المفهوم مع استخدامه إمَّا كمائع نقل حراري ، أو في نظام تسلسلي ، أو بمفرده ، وإمَّا في دورة عبر حرجة أو دورة دون حرجة ، اعتمادًا على درجة حرارة الوسط . كانت العوامل الخارجية مثل متطلَّبات السلامة والضرائب الإضافية على أنظمة مركبات الكربون الهيدروفلورية والقيود المفروضة على الحدِّ الأقصى لمقدار شحنة مركبات الكربون الهيدروفلورية التي يمكن استخدامها في نظام واحد هي الأسباب الرئيسية لقبول R744 في التبريد التجاري. وقد جرى استخدامه أولاً بشكل غير مباشر على أنه مائع لنقل الحرارة ، ثمَّ في الأنظمة التسلسلية بالاقتران مع مركبات الكربون الهيدروفلورية بتكلفة منخفضة أو مع الهيدروكربونات (HCs).

مع مرور الوقت ، تم اكتساب المزيد من المهارات والمعرفة وجرى استبدال الأنظمة التسلسلية بأنظمة R744 العابرة للنقطة الحرجة بالكامل . ومع إمكانية استرداد الحرارة (لتدفئة الأماكن أو تسخين مياه الاستخدامات العامة) ، فإنَّ التبريد التجاري باستخدام R744 لديه إمكانات كبيرة. نظراً لأنَّ العالم يقبل استخدام R744 في محلات السوبر ماركت ، تظهر الدراسات أنَّ التكاليف المرتبطة به واستهلاك الطاقة يمكن مقارنته بأنظمة التبريد الحراري الأخرى في الواقع .

يُستخدم وسيط التبريد R744 في برادات القوارير وآلات البيع الساخنة والباردة. يُوجه الاستثمار الرئيسي في القطاع التجاري الخفيف إلى تقنية R744 ، حيث يجري تشغيل أكثر من 85000 وحدة في جميع أنحاء العالم . تستخدم معظم آلات البيع هذه الدورة عبر الحرجة.

3-4- تكييف الهواء السكني

كان R744 في مبردات الهواء محور البحوث من قبل كلٍّ من مؤسسات البحث والصناعة بسبب ارتفاع الطلب على هذه المعدَّات والحاجة إلى بدائل لمركبات الكربون الهيدروفلورية. يبلغ الطلب السنوي على وحدات تكييف الهواء السكنية أكثر من 40 مليون وحدة ، ومن المتوقع نمو السوق بشكل أكبر. يُعدُّ تكييف الهواء ثاني أكبر مستهلك للطاقة بعد تسخين المياه في معظم المناطق السكنية. وتركَّزُ الاهتمامات البيئية في هذا التطبيق على الآثار غير المباشرة للانبعاثات الناتجة عن استخدام الطاقة أكثر من التركيز على الآثار المباشرة لتسرب مادة التبريد. لذلك فإنَّ كفاءة الطاقة أمر بالغ الأهمية.

كانت هناك نتائج واعدة مع تطبيق R744 في أنظمة تكييف الهواء الثابتة. حيث تُعدُّ بسيطة ومرنة اكثر وصغيرة الحجم وفعَّالة من حيث التكلفة.

يُوضِّحُ الشكل (1-2) مثالاً لبعض منتجات المضخَّات الحرارية R744 .



الشكل (1-2) أمثلة عن المضخّات الحرارية *EcoCute*

3-5- المضخَّات الحرارية للتجفيف

مقارنة بالمجففات الحرارية ، تقلل المضخَّات الحرارية من استهلاك الطاقة في مجففات الطعام بنسبة تصل إلى 80٪. وتشمل المنتجات الأخرى التي تحتاج إلى التجفيف مثل الأخشاب ، والغسيل ، ورواسب الصرف الصحي. يمكن تحسين جودة المنتج بسهولة أكبر باستخدام مضخَّة حرارية نظراً لتوفر خيارات تحكم أكبر لظروف غرف التجفيف المختلفة. يجري امتصاص بخار الماء من المنتجات عن طريق الهواء الدافئ ، والذي يُسخن بواسطة مبرد الغاز قبل غرفة التجفيف. عندما يمر هذا الهواء عبر المُبخِّر ، يُجفف و يُبرَّد قبل العودة إلى مبرد الغاز لإعادة تسخينه. تُوفِّرُ دورة الهواء المغلقة هذه توفيرًا ملحوظًا للطاقة ، وتساهم بشكل كبير في كفاءة الطاقة (من خلال المشاركة في نقل الحرارة في كل من مبرد الغاز والمُبخِّر) وتقلل من الملوثات البيئية والرائحة الكريهة التي تحدث في بعض عمليات التجفيف . على سبيل المثال تجفيف رواسب الصرف الصحي . نظرًا لتدرج درجة الحرارة والتكيف الأفضل لدرجات الحرارة في المبادلات الحرارية ، ويمكن لمضخَّات الحرارة R744 تحقيق توفير كبير في الطاقة عند استخدامها كمجفف. ويمكن تحقيق درجات حرارة هواء أعلى بسهولة وكفاءة أكبر في هذه الأنظمة ، ومن ثمَّ تحسين معدَّل استخلاص الرطوبة .

ونظـراً لإنتـاج أجـزاء أكثـر كفـاءة مـن معـدات R744 (مثـل الضـواغط والمبـادلات الحراريـة) ، فـإنَّ اسـتخدام المضخَّات الحرارية التجارية التي تستخدم R744 كوسيط تبريد في المجففات اصبح ممكن .

3-6- تبريد شاحنات النقل

تشـجع الخصـائص الفعَّالـة والموثوقـة والمضـغوطة لمعدَّات R744 علـى تطبيقهـا فـي قطـاع النقل. وتُعدُّ أنظمـة التبريد R744 بـديلاً لأنظمـة التبريد بمركبـات الكربـون الهيدروفلوريـة ، سواء فـي النقل العام أو فـي نقل البضـائع (القابلـة للتلف بشكل خـاص). تشمل وسائط النقل هذه شاحنات البضـائع القابلـة للتلف والقطـارات والسفن العامـة وقطارات البضائع. وتُعدُّ الكثافة العالية نسبيًا وقدرة R744 ميزة إضـافية في هذا القطـاع. علاوة علـى ذلك ، يلزم وجـود بـديل غيـر ضـار بيئيـاً ومتـوفر فـي كلِّ مكـان (حتـى فـي المنـاطق الريفيـة حيـث تعمـل الشـاحنات المبـردة) ومقبول للجميـع (بعض البلدان التـي يوجد فيها رصيف سفن مبردة لديها قواعد بيئيـة صـارمة والتـي تفرض التقيد بها بشكل الصارم).

3-7- وحدات التكييف في البيئة المتغيرة

تتطلَّب العمليات العسكرية عادةً تكييفًا للمناطق (لملاجئها المؤقتة ووحدات القيادة والمركبات)، والتـي يجب أن تكون قادرة علـى تحمل بيئـة العمليات الفريدة. أدَّى تكوين معدَّات R744 المغلقة والمضـغوطة الحجم بالإضـافة إلى توفرها عالميًا إلى زيادة الاهتمام بأنظمة R744 لتكييف المناطق للجيش خصوصاً مع تنوع الظروف البيئية التي تعيشها الوحدات العسكرية .

3-8- التطبيقات المستقبلية لـ R744

تُعدُّ إمكانـات أجهـزة التبريـد R744 أوسـع بكثيـر مـن التطبيقـات التـي جـرت مناقشـتها أعـلاه. يُؤكِّدُ الخبـراء أنَّ R744 كوسيط تبريد يُظهر وعداً بالاستيلاء على المزيد من الأسواق ، حتى خارج صناعة التبريد ، على الرغم من أنه حاليًا هو وسيط التبريد الطبيعي المصنَّف مع الوسائط الأوسع نطاقاً في الاستخدام .

بعض الاستخدامات المستقبلية المحتملة لـ R744 كوسيط تبريد هي تبريد معدَّات تكنولوجيا المعلومات (IT) ، والمضخَّات الحرارية الصناعية والاستفادة من الحرارة الناتجة عن الحرارة الضائعة في الصناعة.

3-8-1- تبريد معدَّات تكنولوجيا المعلومات

تتزايد ضرورة وجود مراكز بيانات عالية الأداء مع تزايد الحاجة إلى إتاحة المعلومات في أيِّ وقت من أيِّ مكان إلى أيِّ شخص. ولكي يكون ذلك ممكنًا يلزم وجود بيئة تخزين ومعالجة بيانات ضخمة ، ويجب أن تقترن بنظام امتصاص حراري فعَّال يضمن عدم ارتفاع درجة حرارة بيئة العمل بسبب العمليات ويُؤمِّن إمكانية إجراء العمليات وتدفُّق للمعلومات بسلاسة.

لذلك فإنَّ نظام التبريد عالي الكفاءة وسهل التحكم يُعدُّ أمرًا بالغ الأهمية من حيث توفير الطاقة والتشغيل السلس لمركز البيانات حيث يمكن أنْ توفر أنظمة التبريد R744 عملية امتصاص الحرارة بكفاءة وموثوقية دون إلحاق الضرر في معدَّات تكنولوجيا المعلومات لأنَّ R744 أقل خطراً عند الاستخدام في الأجهزة الكهربائية عند مقارنته بالأنظمة التقليدية القائمة على الماء كوسيط نقل حراري .

ميزة أخرى لأنظمة التبريد R744 هي أنَّ حجمها مضغوط ، مما يسهل توضُّعها مع معدَّات التكنولوجيا والهياكل المحيطة بالمعالجات المبردة .

3-8-2- المضخَّات الحرارية الصناعية

يمكن استخدام R744 لاستعادة الحرارة المهدورة المفيدة (تصل إلى 130 درجة مئوية) مع توفير حرارة منخفضة في الوقت نفسه للعمليات الصناعية. لذلك فإنَّ تطبيق المضخَّات الحرارية R744 في هذا القطاع يعطي إمكانية أكبر لتوفير الطاقة. ويُعدُّ التجفيف باستخدام المضخَّة الحرارية مثالاً على هذا التطبيق والذي جرى طرحه بالفعل في السوق. القطاعات الأخرى ذات الإمكانات المستقبلية هي :

عمليات الغسيل: يُعدُّ الماء الدافئ إلى الساخن مطلوبًا في بعض العمليات الصناعية ، على سبيل المثال ، غسيل المنسوجات ، وغسيل المواد الغذائية ومرافق إنتاج مستحضرات التجميل. يمكن توفير هذا الماء الساخن بسهولة وكفاءة بواسطة المضخَّات الحرارية R744.

مياه المعالجة: المياه الدافئة مطلوبة في بعض الصناعات ، على سبيل المثال ، إنتاج النشاء والمواد الكيميائية اللزجة الأخرى.

هواء المعالجة: تستخدم بعض الصناعات الهواء الدافئ إلى الساخن بدلاً من الماء ، على سبيل المثال ، في إنتاج ألواح رقيقة وبعض الحاويات البلاستيكية.

عمليات انتاج البخار: البخار مطلوب في معظم عمليات التصنيع كوسيط للتدفئة أو لأغراض التنظيف فقط. من الأمثلة الجيدة على إمكانية تطبيق التدفئة والتبريد المتزامنة باستخدام R744 بشكل فعَّال في تجديد مرشحات الكربون المنشط لاستعادة المذيبات. في هذه العملية ، البخار المتولِّد عن مبرد الغاز R744 يُبَخِّر الكربون المنشط المحمّل بالمذيبات. بعد ذلك يمتصُّ البخار المذيب ، الذي يتكثف في المُبخِّر ويجري استخلاصه . على الرغم من أنه قد يكون من الصعب إنتاج البخار عند درجة الحرارة والضغط المطلوبين باستخدام تقنية المضخَّة الحرارية R744 الحالية ، إلَّا أنَّه تُجرى دراسات للتحقق من هذا الاحتمال. ومع ذلك ، يمكن استخدام R744 للتسخين المسبق لمياه التغذية للمرجل ، ومن ثمَّ تقليل كمية الطاقة المستخدمة في المرجل مع تحسين كفاءة النظام بشكل عام.

3-8-3- استعادة الحرارة الضائعة في الصناعة

تنتج العديد من العمليات الصناعية الحرارة التي يجري إطلاقها في البيئة كنفايات لأنه لا يمكن إعادة استخدامها بشكل فعَّال. ويمكن استخدام هذه الحرارة المهدورة بكفاءة بواسطة المضخَّة الحرارية R744 لإنتاج حرارة مفيدة ، إمَّا لتكييف الهواء أو لتطبيقات المياه الساخنة للاستخدامات العامة. وسيُؤدِّي استرداد الحرارة المهدرة إلى تقليل

تكاليف الطاقة اللازمة لتوليد الماء الساخن أو الهواء الساخن للمبنى . إضافة إلى ذلك ، ستقلل المصانع من معالجة نفاياتها لتطبيق القوانين المتعلقة بالنفايات الناتجة التي يجري إطلاقها في البيئة وستقلل من الإنفاق على النفايات الناتجة مع توفير حرارة مفيدة .

4-وسائط التبريد المستخدمة في دارات التبريد والمضخَّات الحرارية :

يُلخِّصُ الجدول (1-1) بعض خواص وسائط التبريد المهمة والمستخدمة في المضخَّات الحرارية ودارات التبريد

الجدول (1-1) مقارنة الخواص الثيرموديناميكية لبعض وسائط التبريد[4]

Refrigerant	Critical temperature (°C)	Critical pressure (bar)	Ozone depletion potential	Global warming potential (100 years)	Flammable or explosive	Toxicity
CFCs and HCFCs						
R12	100.9	40.6	0.9	8100	No	No
R22	96.2	49.8	0.055	1500	No	No
Pure HFCs						
R32	78.4	58.3	0	650	Yes	No
R134a	101.1	40.7	0	1200	No	No
R152a	113.5	45.2	0	140	Yes	No
HFC mixtures						
R404A	72.1	37.4	0	3300	No	No
R407C	86.8	46.0	0	1600	No	No
R410A	72.5	49.6	0	1900	No	No
Natural refrigerants						
Propane (R290)	96.8	42.5	0	3	Yes	No
Isobutane (R600a)	135.0	36.5	0	3	Yes	No
Ammonia (R717)	132.2	113.5	0	0	Yes	Yes
Carbon dioxide (R744)	31.0	73.8	0	1	No	No

5-خواص وسيط التبريد R744 [5]:

ثاني أكسيد الكربون (CO_2) هو غاز صافٍ (في الظروف الجوية) بدون رائحة معينة عندما يكون التركيز أقل من مستوى الاختناق. عندما يصل التركيز إلى مستويات سامة ، يكون له طعم حمضي إلى حدٍّ ما، و رائحة نفَّاذة قليلاً. يتميز بكثافة أعلى من الهواء ، والتي لها مزاياها الخاصة فيما يتعلق بالتبريد وعيوبها فيما يتعلق

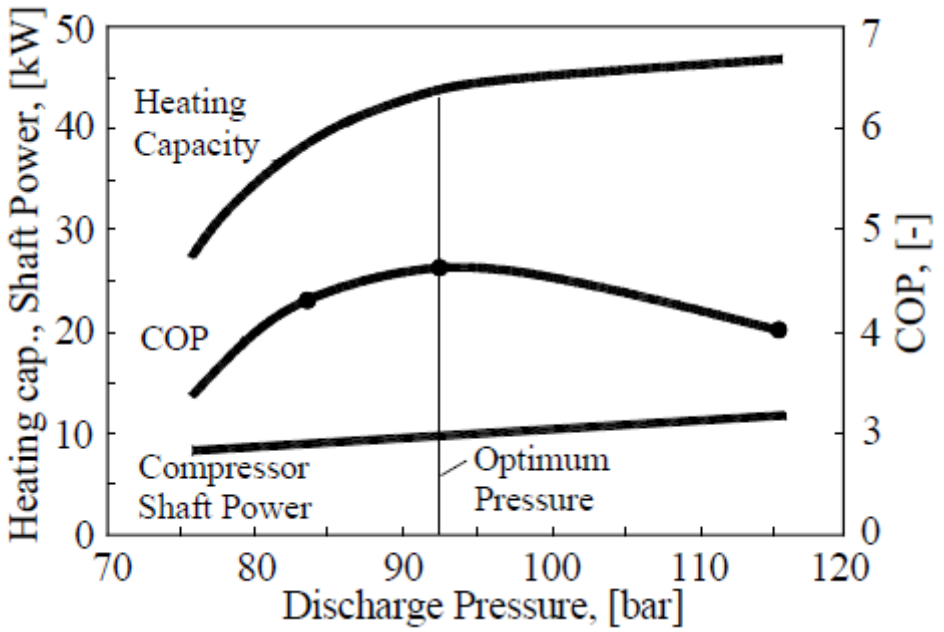
بالسلامة. يتكون ثاني أكسيد الكربون بشكل طبيعي وصناعي – بشكل مصطنع من خلال حرق الوقود والعمليات الصناعية الأخرى. يحتوي هواء الزفير من الجسم على تركيز CO_2 يبلغ حوالي 4%.

كما هو مُبيَّن في الجدول (1–1) ، R744 عبارة عن وسيط تبريد طبيعي غير سام وغير قابل للاشتعال مع إمكانية استنفاذ الأوزون بمقدار صفر وإمكانية تسبب بالاحترار العالمي تبلغ 1. علاوة على ذلك ، فهو متوفر على نطاق واسع وبتكلفة زهيدة كمكوِّن للغلاف الجوي ونتيجة العمليات الصناعية ، وخاصة تلك التي تنطوي على الوقود. ومع ذلك ، تبلغ درجة حرارته الحرجة 31.1 درجة مئوية. تعني درجة الحرارة الحرجة المنخفضة أنه لا يمكن استخدام R744 بشكل فعَّال في دورة التبريد الحراري (دون الحرج) لمجرد أنَّ المكثِّف لن ينقل الحرارة فوق درجة الحرارة الحرجة. لذلك سيكون المكثِّف غير فعَّال وقد تحدث العديد من الخسائر. علاوة على ذلك ، في درجات حرارة قريبة من درجة الحرارة الحرجة ولكن أقل منها ، هناك انخفاض كبير في المحتوى الحراري للتبخر مما يُؤدِّي إلى تقليل سعة التدفئة وتقليل أداء النظام. لذلك ، كما اقترح لورنتزن ، يمكن استخدام R744 بشكل فعَّال فقط في دورة عبر الحرجة .

بالمقارنة مع وسائط التبريد التقليدية ، فإنَّ الخاصية الأكثر بروزًا لثاني أكسيد الكربون هي انخفاض درجة الحرارة الحرجة البالغة 31.1 درجة مئوية. تعمل أنظمة ضغط البخار التي تعمل بثاني أكسيد الكربون في درجات حرارة محيطة طبيعية بالقرب من الضغط الحرج البالغ 73.8 بار وحتى أعلى منه. يُؤدِّي هذا إلى ثلاث سمات مميزة لأنظمة ثاني أكسيد الكربون:

1– تُطرحُ الحرارة عند الضغط فوق الحرج في العديد من الحالات . حيث سيستخدم النظام بعد ذلك دورة عبر الحرجة تعمل جزئيًا تحت الضغط الحرج وجزئيًا فوقه. يُحدَّدُ الضغط في الجانب المرتفع في النظام فوق الحرج بواسطة شحنة وسيط التبريد وليس عن طريق ضغط الاشباع . ومن ثمَّ يجب أن يأخذ تصميم النظام في الاعتبار الحاجة إلى التحكم في ضغط الجانب المرتفع لضمان رفع معامل الأداء COP والاستطاعة التسخينية العالية .

يُوضِّحُ الشكل (1–3) مثالاً لتأثير الضغط العالي المتغير (ضغط التفريغ) على سعة التسخين و COP في نظام تسخين المياه بمضخَّة حرارية.



الشكل (1-3) يُوضِّحُ علاقة معامل الأداء والاستطاعة الحرارية مع تغير ضغط مخرج الضاغط لمضخَّة حرارية R744.[12]

2– سيكون مستوى الضغط في النظام مرتفعًا جدًا (حوالي 30–100 بار) ولكن الخصائص الثيرموديناميكية لثاني أكسيد الكربون تسمح بتخفيض كبير في الأقطار الداخلية للأنابيب. لذلك يجب إعادة تصميم المكونات لتناسب خصائص ثاني أكسيد الكربون. نظرًا لصغر حجم الأنابيب والمكونات ، فإنَّ طاقة الانفجار المخزنة في نظام ثاني أكسيد الكربون لا تختلف كثيرًا عن النظام التقليدي. فائدة الضغط العالي هي إزاحة أصغر للضاغط بنسبة 80–90٪ من تلك اللازمة لسعة معينة. نسب الانضغاط منخفضة ، مما يعطي ظروفًا مواتية لكفاءة عالية للضاغط .

3– تنحدر درجة حرارة مبرد الغاز بشكل كبير أثناء طرح الحرارة. عند الضغط فوق الحرج أو شبه الحرج ، تُنقل الحرارة بالكامل أو معظمها من وسيط التبريد عن طريق تبريد الغاز المضغوط. ثمَّ يُطلق على المبادل الحراري الذي يطرح الحرارة اسم GAS COOLER بدلاً من المكثِّف. يمكن أن تكون درجة الحرارة المنحدرة مفيدة في

المضخَّات الحرارية لتسخين المياه أو الهواء. مع التصميم المناسب للمبادل الحراري ، يمكن تخفيض درجة حرارة وسيط التبريد إلى عدَّة درجات قليلة فوق درجة حرارة وسيط التبريد الداخل (الهواء والماء) ، وهذا يساهم في ارتفاع COP للنظام.

تَنتُج أيضاً الكثير من الميزات المهمة للمستخدم النهائي للمضخَّات فوق الحرجة :

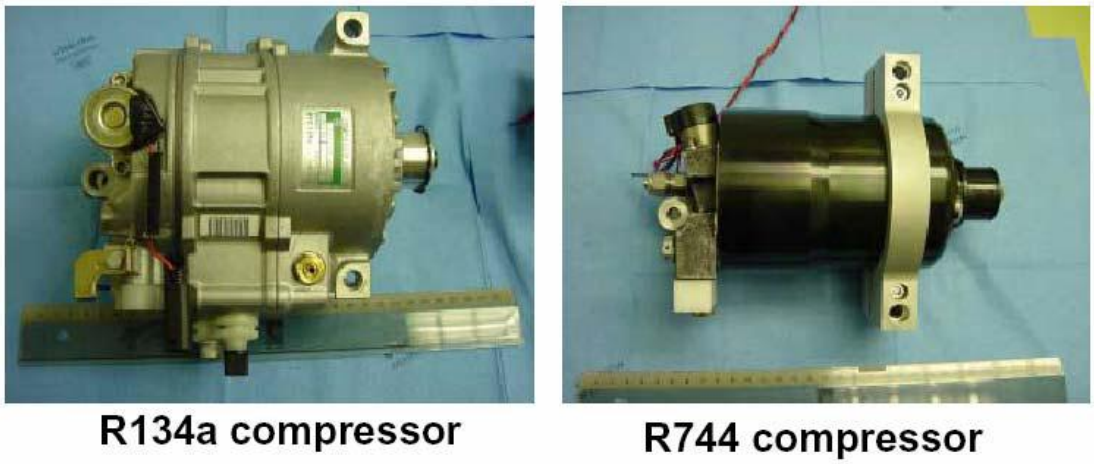
1- الحصول على درجة حرارة عالية. يمكن بسهولة إنتاج المياه حتى 90 درجة مئوية ، مما يسمح بالاستخدام المباشر في صناعة الأغذية والمشروبات، وفي الفنادق والمطاعم والمستشفيات التي تتطلَّب التعقيم وما إلى ذلك.

2- مصدر درجة حرارة منخفض للمنبع الحراري للمضخَّة الحرارية. قد يحافظ النظام على كفاءة عالية نسبيًا في درجات حرارة منخفضة جدًا لامتصاص الحرارة ، أي عند -25 درجة مئوية أو أقل.

3- سعة حرارية حجمية عالية. تسمح الخصائص الديناميكية الحرارية الناتجة عن السعة الحجمية العالية بتبريد وتدفئة أسرع بكثير من أنظمة HFC التقليدية. هذا مهم بشكل خاص في السيارات للوصول إلى درجة حرارة مريحة بسرعة أكبر ، أو إزالة الضباب أو إزالة الجليد بسرعة عن النوافذ.

4- تصغير الحجم . تعني الحرارة الكامنة العالية للتبخر والسعة الحرارية الحجمية الناتجة عن الضغوط العالية المعنية أنه يمكن تصميم مكونات أنظمة R744 بحجم أصغر. إلى جانب حقيقة أنَّ R744 لديه لزوجة منخفضة جدًا ، يمكن الوصول إلى رقم رينولدز حتى مع معدَّل تدفُّق منخفض ، مما يعني أنَّ معظم التدفُّقات مضطربة بطبيعتها ومعدَّل نقل الحرارة مرتفع. بصرف النظر عن طبيعة التدفُّق ، يحتوي R744 على كمية صغيرة من السائل نسبة إلى كمية البخار (خاصة بالقرب من النقطة الحرجة) مما يُؤدِّي إلى توزيعٍ موحدٍ ومتجانسٍ لوسيط التبريد في القنوات. يضيف هذا التجانس أيضاً زيادة معدَّل نقل الحرارة المرتفع. علاوة على ذلك، فإنَّ القرب من النقطة الحرجة وفواقد الضغط الأقل ، خاصة في مبرد الغاز ، يساهم في تحسين نقل الحرارة بالحمل. عندما يكون معدَّل نقل الحرارة مرتفعًا ، يمكن تقليل حجم المبادلات الحرارية بشكل كبير حتى يُحدث

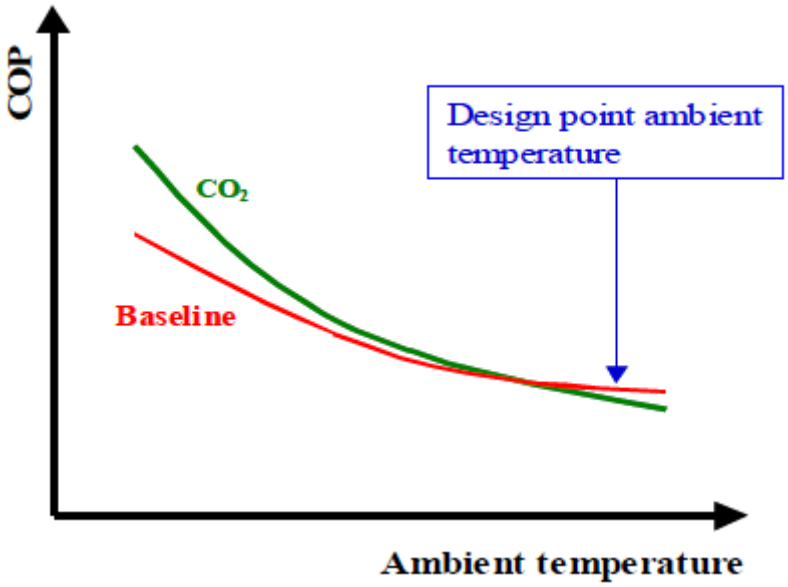
القدر نفسه من التدفُّق الحراري، ويمكن أيضاً تقليل حجم الضاغط بسبب نسبة الانضغاط المرتبطة به. على الرغم من أنَّ الدورة الحرجة R744 تتعامل مع ضغوط تشغيلية عالية ، فإنَّ نسبة الانضغاط منخفضة بالمقارنة مع وسائط التبريد الأخرى. تُؤدِّي هذه العوامل إلى ضاغط أصغر وكفاءة أعلى، وهو مثالي للتطبيقات ذات المساحة المحدودة ، على سبيل المثال زيادة كفاءة الضاغط R744 أيضاً بسبب أنَّ التسربات الداخلية وخسائر صمام الطرد للضاغط لا تكاد تذكر عند مقارنتها بتلك الخاصة بالضواغط الأخرى. على الرغم من أنَّ جدران الضاغط يجب أن تكون أكثر ثخانةً بسبب الضغوط التي يتعرض لها ، إلَّا انَّ السعة الحرارية ل R744 تمكننا من أخذ أجزاء صغيرة في الضاغط ومن ثمَّ يكون الحجم الإجمالي للضاغط أصغر عند مقارنته بضواغط المبردات ذات السعة نفسها ، يُوضِّحُ الشكل (1-4) مقارنة بين حجم ضاغط وسيط التبريد R134a وضاغط وسيط التبريد R744 .



الشكل (1-4) مقارنة بين حجم ضاغط وسيط التبريد R134a وضاغط وسيط التبريد R744 [4].

5- التوتر السطحي المنخفض والسعة الحرارية العالية : التوتر السطحي لـ R744 أصغر من التوتر السطحي لوسائط التبريد المختلفة الأخرى. تكمن أهمية هذه الملاحظة في أنَّ التوتر السطحي يُؤثِّر في خصائص ترطيب السطوح وخصائص التدفُّق وخصائص التبخر للسائل. قد يكون التوتر السطحي المنخفض ايجابياً حيث تُقلل درجة الحرارة المطلوبة لبدء نوى الغليان والحفاظ عليه ، ولكن يمكن أن يكون أيضاً سلبياً بسبب تكوين القطرات وانسيابها ، خاصة عندما يكون هناك انخفاض في استقرار السطح. من ناحية أخرى ، فإنَّ الموصلية الحرارية لـ R744 أعلى بكثير من معظم وسائط التبريد الاصطناعية ، بينما تكون لزوجتها أقل.

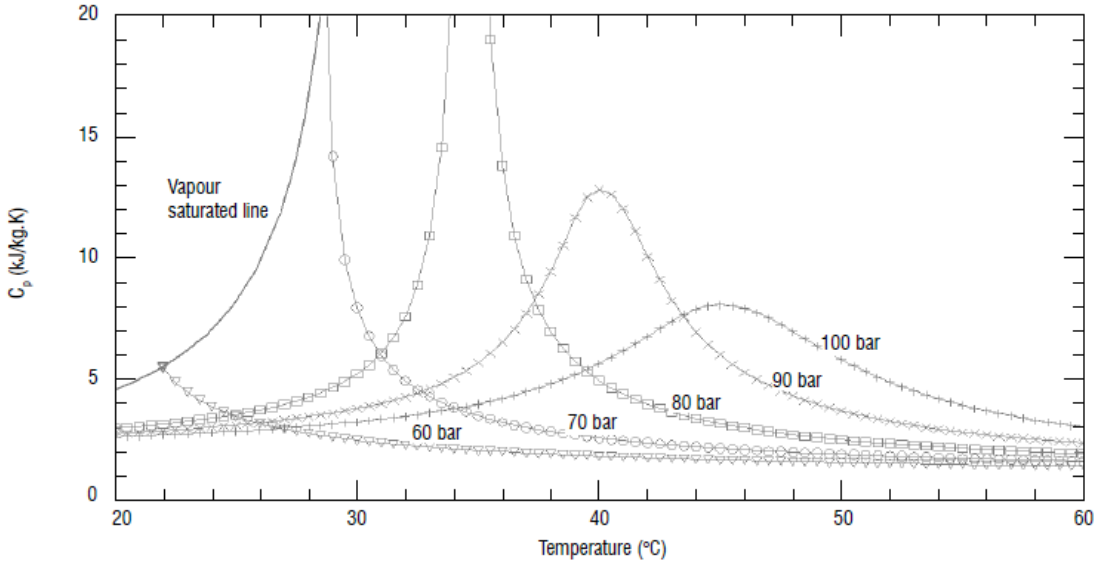
تعني الموصلية الحرارية العالية معدَّل نقل حرارة أعلى ، بينما تؤثر اللزوجة في خصائص التدفُّق ، مما يؤثر بدوره في انتقال الحرارة وانخفاض الضغط. لذلك فإنَّ الخصائص الفيزيائية الحرارية لـ R744 مواتية وتشجع استخدامه ك وسيط تشغيل ومع ذلك ، ونظراً لكونه خاملاً نسبياً ، فإنَّ R744 متوافق مع معظم مواد التزييت ومواد تصنيع المعدات ، كما هو موثق في العديد من الدراسات (حتى تلك التي لا تتعلق بالتبريد).



الشكل (1-5)علاقة معامل أداء دارة التبريد R744 مع درجة الحرارة المحيطة[12]

تُظهر الخبرة المكتسبة من اختبار ونمذجة أنظمة التبريد وتكييف الهواء بثاني أكسيد الكربون أنَّ معامل أداء التبريد COP أكثر حساسية لتغير درجة الحرارة المحيطة من وسائط التبريد التقليدية. يُؤدِّي هذا عادةً إلى الحالة الموضَّحة في الشكل (1–5) ، حيث يكون نظام ثاني أكسيد الكربون متفوقًا في درجات الحرارة المحيطة المعتدلة والمنخفضة ، ولكنه ذو معامل أداء أقل بشكل طفيف عند درجة حرارة عالية جدًا. يقع التقاطع لبعض التطبيقات حول 35 درجة مئوية [12]. ومع ذلك فإنَّ قدرة نظام ثاني أكسيد الكربون على توفير التبريد في درجات حرارة محيطة عالية جدًا ليست أقل شأنا. في هذه الحالة من المضلل أن تُبنى المقارنة على ظروف نقطة التصميم الحدية ودرجة الحرارة المحيطة العالية.

6- التحكم بالضغط العالي في المضخَّة الحرارية R744: في الحالة فوق الحرجة ، تكون درجة حرارة وضغط R744 مستقلين عن بعضهما بعضاً ، ومن ثمَّ يمكن تنظيمهما بشكل مستقل لتحسين الإنتاج. ومع ذلك ، فإنَّ الطاقة اللازمة لعمل الضاغط تتناسب مع الضغط العالي. كما هو مُبيَّن في الشكل (1-1) ، إذا حدثت عملية تبريد الغاز عند ضغط ثابت (العملية 2-3) ، فإنَّ مقدار الضغط سيؤثر في المحتوى الحراري النوعي (الانتالبي). لا يجري التحكم في هذا الضغط من خلال ظروف سائل التبريد (درجة الحرارة ومعدَّلات التدفُّق) كما هو الحال مع وسائط التبريد الاخرى ؛ غالباً يجري التحكم فيه من خلال كمية شحنة وسيط التبريد الموجودة . مع زيادة الضغط ، ستكون هناك زيادة أولية في الإنتاجية الحرارية مع زيادة معتدلة في الطاقة اللازمة لعمل الضاغط ، ومن ثمَّ زيادة إجمالية في كفاءة النظام.



الشكل (1-6) العلاقة بين الحرارة النوعية ودرجة الحرارة لوسيط التبريد R744 [4]

كلما زاد الضغط أكثر تزداد كفاءة النظام ، إلى أن يصل إلى نقطة يكون فيها العمل الاضافي الداخل إلى الضاغط أكثر من الإنتاجية الحرارية الإضافية ، ومن ثمَّ ستبدأ كفاءة التبريد في الانخفاض. يُعزى هذا السلوك إلى الحالة الايزوثرمية (التي تؤثر في حرارة الخرج) والايزونتروبية (التي تؤثر في استطاعة الضاغط) عند ضغوط أعلى من النقطة الحرجة.

هناك دائمًا قيمة ضغط عالية مثالية تتوافق مع ظروف تشغيلية معينة. يعتمد الضغط الأمثل على درجة حرارة مخرج مبرد الغاز ، ودرجة حرارة التبخر ، وكفاءة الضاغط وكمية وسيط التبريد . لذلك من المهم وجود وسيلة للتحكم في الضغط المرتفع. يمكن إيجاد الضغط الأمثل تقريبًا عن طريق العلاقة :

$$P_{opt} = 2.6T_{exit} + 8 \quad (2)$$

حيث أن :

P_{opt}: الضغط المثالي $[bar]$.

T_{exit}: درجة حرارة مخرج مبرد الغاز $[°C]$.

من الخصائص المهمة الأخرى لـ R744 العلاقة بين ضغطه ودرجة حرارته. ضغط بخار R744 ، بصرف النظر عن كونه أعلى من وسائط التبريد الأخرى ،الجدول (1−2) ، له أيضاً تباين أكبر لكلِّ وحدة تغيُّر في درجة الحرارة ، خاصة بالقرب من النقطة الحرجة حيث يكون ميل التغيُّر في ضغط البخار لتغيُّر درجة الحرارة أكثر حدة بالنسبة لـ R744 منه في وسائط التبريد الأخرى. هذا يعني أنَّه لكلِّ وحدة تغيُّر في الضغط ، يكون هناك تغيُّر أقل في درجة الحرارة مع R744 مقارنة بوسائط تبريد أخرى. لذلك ، يكون تأثير فواقد الضغط أقل حدة وأكثر ثباتاَ في R744 من تأثير فواقد الضغط في وسائط التبريد الأخرى. يُؤدِّي ارتفاع ضغط البخار أيضاً إلى كثافة بخار عالية (علاقة كلاوسيوس−كلابيرون).

نظرًا لأنَّ انتقال الحرارة الحجمي هو نتاج كثافة البخار والحرارة الكامنة للتبخر ، فإنَّ كثافة البخار العالية تُؤدِّي إلى انتقال حرارة حجمي مرتفع . علاوة على ذلك ، ينتج عن كثافة البخار العالية سرعة منخفضة ل R744 في الأنابيب ، مما يُؤدِّي إلى تقليل انخفاض الضغط. بالإضافة إلى الموصلية الحرارية العالية لـ R744 ،الجدول (1−2) ، تسمح كثافة البخار العالية أيضاً باستخدام معدات صغيرة ، على سبيل المثال الأنابيب ، مما يُؤدِّي إلى فقدان الحرارة بالإشعاع بشكل أقل. يجري التحكم في خصائص فصل الطور بين طور البخار والسائل بشكل

مباشر من خلال اختلافات كثافة بين الطورين حيث يحتوي R744 على نسبة كثافة منخفضة ، وهو أمر ضروري لتدفُّق متجانس لكلا الطورين .

الجدول (1-2) خصائص بعض وسائط التبريد الأكثر استخداماً [4].

Refrigerant	Evaporator temperature = -30 °C			Evaporator temperature = 0 °C		
	Saturation pressure (bar)	Liquid thermal conductivity ($Wm^{-1}K^{-1}$)	Vapour density (kg/m^3)	Saturation pressure (bar)	Liquid thermal conductivity ($Wm^{-1}K^{-1}$)	Vapour density (kg/m^3)
R22	1.64	0.1084	7.38	4.98	0.0947	21.23
R407C	1.62	0.1187	7.21	5.13	0.102	21.88
R134a	0.84	0.1058	4.43	2.93	0.092	14.43
R410a	2.79	0.1293	10.57	7.99	0.1099	30.63
R404a	2.05	0.0862	10.69	6.05	0.074	30.72
R744	14.28	0.1469	37.1	34.85	0.1104	97.65

على الرغم من أنَّ R744 لـه خصائص ملائمة للغاية ، خاصة عند استخدامه في المضخَّة الحرارية ، إلَّا أنَّ دورته لا تزال تتأثر بالكثير من الضياعات. يسبب الفرق الكبير بين درجة حرارة التبخر وأدنى درجة حرارة مطلوبة لطرح الحرارة لطرح الحرارة في مبرد الغاز ضياعات في صمام الخنق أعلى من تلك الموجودة في الدورات دون الحرجة، وأيضا يسبب زيادة في العمل النظري اللازم لتشغيل الضاغط، من المعلوم أيضاً أن الضياعات في صمام الخنق تنتج بسبب اختلاف درجات الحرارة على طرفي الصمام بالإضافة لخصائص وسيط التبريد. ومع ضبط درجة الحرارة على قيمة محددة على طرفي الصمام، فإن خصائص R744 وخاصة بالقرب من النقطة الحرجة تُزيد من الضياعات في صمام الخنق وبالتالي زيادة الاستطاعة اللازمة للضاغط. لذلك ، على الرغم من انخفاض الضياعات ضمن الضاغط في آلات التبريد العاملة بـ R744 ، تميل العوامل الأخرى إلى زيادة استهلاك الطاقة. ومن ثمَّ من المهم تقليل الضياعات قدر الإمكان إذا جرى الاعتماد على R744 بالكامل .

الفصل الثاني :

دارات التبريد الامتصاصي

تمهيد :

يمكن تعريف حمل التبريد على أنَّه معدَّل الحرارة الذي يجب إزالته من مكان مغلق للمحافظة على درجة حرارته أقل من الوسط المحيط ، وكما نعلم أن التبريد هو ليس عملية تلقائية ، أي لا يمكن أن تنتقل الحرارة بشكل طبيعي أو تلقائي من وسط ذي درجة حرارة محددةٍ إلى وسط ملامس له ولكن بدرجة حرارة أعلى . ولكي تجري عملية التبريد لا بدَّ من صرف طاقة من مصدر خارجي ، حيث إنَّه وفي دارات التبريد الانضغاطية يجري استهلاك طاقة كهربائية لإنجاز عمل الضاغط ، لذلك تسمى دارات التبريد الانضغاطية من وجهة نظر ثرموديناميكية بالدارات التي تجري باستهلاك عمل WORK–Operated Cycle ويجري تسميتها من حيث استهلاك الطاقة بالدارات المقادة كهربائيا Electrically–Driven Cooling بالإضافة لوجود نوع آخر من الدارات وهو المقاد حراريا Thermally–Driven Cooling حيث تنضم دارات التبريد الامتصاصية تحت هذا التصنيف [6].

بناءً على ما سبق تتبين أهمية تنوع مصادر الطاقة اللازمة لتشغيل دارات التبريد بحسب ما هو متوافر من مصادر الطاقة ، فعلى سبيل المثال عند العمل في المناطق النائية حيث يكون وجود الكهرباء شبه نادر لتشغيل الضاغط في دارات التبريد الانضغاطية ، فتصبح دورة التبريد بالامتصاص هي الخيار الأمثل في هذه المناطق بغض النظر عن معامل أداء هذه الدارة .

أيضاً يتطلب تكييف المركبات الفضائية أو بعض الأماكن الصغيرة جداً لبعض الأجهزة العلمية أو الطبية الدقيقة وحدة تبريد خفيفة الوزن وصغيرة الحجم لتتناسب مع هذه التطبيقات مما يتوفر عند استخدام دورة التبريد الكهروحرارية .

كما يجب الإشارة إلى أنَّ دارات التبريد العاملة بالامتصاص هي من أوائل دارات التبريد المستخدمة في العالم إلى أن ضعف معامل أدائها نسبيا امام الدارات الانضغاطية أدَّى إلى تراجع استخدامها في مرحلة من المراحل ، لتعود إلى الواجهة بعد العديد من الدراسات لرفع معامل أدائها وتحسين ميزاتها .

في هذا الفصل سيجري عرض المفاهيم الأساسية للدارة الامتصاصية والتي ستُستخدم في الفصول اللاحقة .

1-تعريف نظام التبريد الامتصاصي:[3]

هو أحد أنظمة التبريد التي تستخدم مادتين قابلتين لتكوين محلول متجانس عند درجة حرارة معينة وقابلتين للفصل عند درجة حرارة مختلفة ، إحدى المادتين تعمل كوسيط تبريد والمادة الأخرى تعمل كمادة ماصة ، تمتاز هذه الدورة عن دورة التبريد الانضغاطية البخارية باستبدال الضاغط الميكانيكي بأربع وحدات رئيسية وهي وعاء المولد والوعاء الماص ومضخَّة ميكانيكية وصمام تمدد، وقد يضاف لهذه المكونات مبادل حراري لزيادة معامل أداء هذه الدارة .

2-أنواع التبريد الامتصاصي :

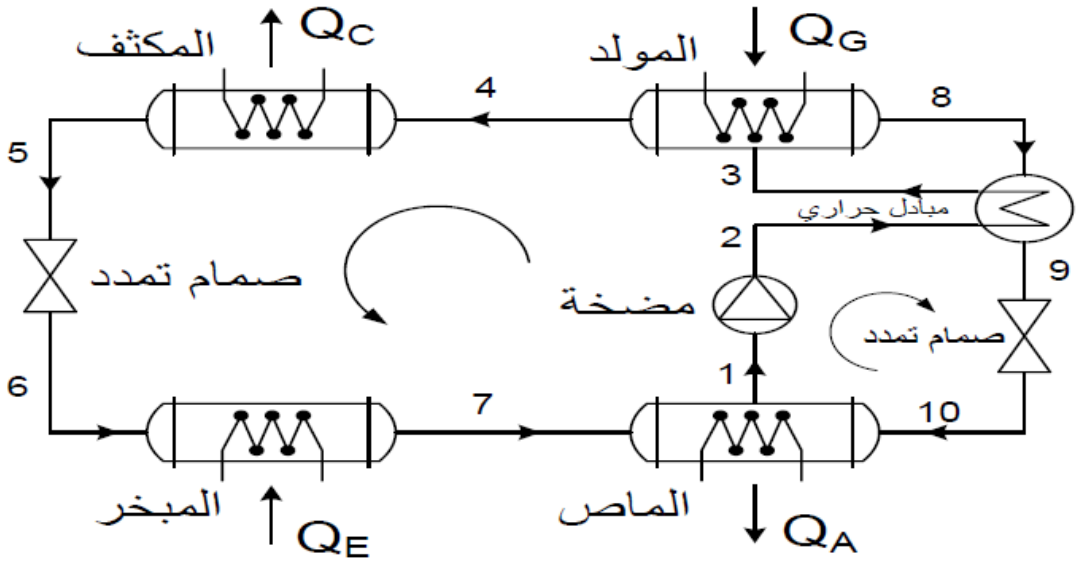
2-1- نظام تبريد امتصاصي ذو مرحلة واحدة :[6]

إنَّ أهم مكونات الآلة الامتصاصية ذات المرحلة الواحدة هي : المكثِّف ، صمام التمدد ، المُبخِّر ، الوعاء الماص ، مضخَّة المحلول ، المبادل الحراري الخاص بمزيج التبريد ، وعاء المولد .

إنَّ محلول مزيج التبريد ووسيط التبريد يجب أن يتَّصفا بخاصتين أساسيتين وهما :

1- مادة التبريد يجب أن تكون قابلة للتبخر من المحلول بشكل جزئي عند درجات الحرارة المرتفعة نسبياً (درجة حرارة منبع الطاقة الساخن الذي يجري تزويده للمولد T_H)

2- أن يكون محلول مزيج التبريد قادراً على امتصاص بخار مادة التبريد عند درجات حرارة منخفضة نسبياً (درجة حرارة الوعاء الماص T_A تحدد من درجة حرارة وسيط التبريد الذي يُبرِد الوعاء الماص والمكثِّف معاً).



الشكل (2-1) الدورة الامتصاصية أحادية المرحلة [6].

أمَّا عن سير الدورة الثيرموديناميكية فهو كما يلي :

يجري ضخ محلول مزيج التبريد الغني (غني بمادة التبريد) من الوعاء الماص إلى الوعاء المولد في الدارة المغلقة للآلة ، كما هو واضح في الشكل (2-1) توجد دارتان مشتركتان بالماص والمولد . وكما هو معروف تستخدم الدورة الأساسية للتبريد بالامتصاص محلولا متجانساً من مادتين ، الأولى هي المادة الماصة ، والثانية هي مادة التبريد والتي تسري في كامل الدورة ، لكن محلول مادة التبريد يوجد فقط ضمن الدارة المكونة من (الوعاء الماص ، مضخَّة محلول التبريد ، المبادل الحراري الخاص بالمزيج ، ووعاء التوليد). تتبخَّر مادة التبريد السائلة في المُبخِّر نتيجة سحب كمية من الحرارة من الوسط المحيط إلى وسيط التبريد عند درجة حرارة التبخُّر المطلوبة ، بعدها يتدفَّق بخار وسيط التبريد إلى الوعاء الماص حيث يُمتصُّ من قبل المحلول الضعيف التركيز العائد من المولد عند درجة حرارة الامتصاص ، ومن ثمَّ يُمتصُّ بخار مادة التبريد من قبل المحلول الضعيف التركيز في الوعاء الماص وتُطرح كمية من الحرارة للوسط المحيط (هواء ، ماء ، ...)،

يُضخُّ المحلول الغني الناتج عن عملية الامتصاص بواسطة مضخَّة المحلول إلى الوعاء المولد ماراً بالمبادل الحراري الخاص بالمزيج .

إن العمل الميكانيكي الذي يجب أن تُزَوَّد به مضخَّة المحلول يُعدُّ مقداراً قليلاً نوعاً ما ومهملاً مقارنةً بكمية الحرارة اللازمة للمولد لذلك غالباً ما يُهمل في الحسابات الطاقية للدارة . بعد ضخِّ المحلول يجري المحلول الغني في المبادل الحراري للمزيج حيث يُسخَّنُ من قِبل المحلول الضعيف التركيز الساخن العائد من المولد إلى الماص .

يُغلى السائل الغني في المولد عن طريق كمية الحرارة المزودة للمولد عند درجة الحرارة المرتفعة ، حيث يُولِّدُ بخار وسيط التبريد مرة أخرى من المحلول والتي تُمتصُّ في الوعاء الماص ، يجدر التنويه إلى أنَّه يُبخَّرُ وسيط التبريد بشكل جزئي من المحلول الغني التركيز في المولد نتيجة فرق درجات حرارة التبخر لكلٍّ من المحلول ووسيط التبريد في المزيج ، وفي المكثِّف يُكثَّفُ وسيط التبريد الخارج من المولد ويطرح كمية من الحرارة للوسط المحيط عند درجة حرارة تكاثف وسيط التبريد عند ضغط التكاثف المحدد والذي تُصمَّمُ الدارة على اساسه ، يخرج بعدها سائل وسيط التبريد من المكثِّف ليجري تمديده إلى ضغط المُبخِّر التصميمي عبر صمام التمدد وتعود الدورة من جديد .

من ناحية أخرى فإنَّ المزيج في المولد بعد أن يتبخر منه وسيط التبريد بشكل جزئي يصبح المحلول فقيراً بوسيط التبريد ويجري تمديده إلى ضغط الوعاء الماص عبر صمام تمدد بعد أن يمرَّ في المبادل الحراري للمزيج ليفقد كمية من الحرارة ويقلل من الحرارة المطروحة من الوعاء الماص .

2-2- نظام تبريد امتصاصي ثنائي المراحل :[7]

إنَّ المعيار المحدد لعملية امتصاص الحرارة والبرودة هو العرض الموجب لمجال التبخر ($\Delta\xi > 0$). حيث ان القيم الصغيرة لعرض المجال $\Delta\xi$ تعني أنَّه يجب ضخُّ كمية كبيرة من مزيج محلول التبريد من الماص إلى المولد

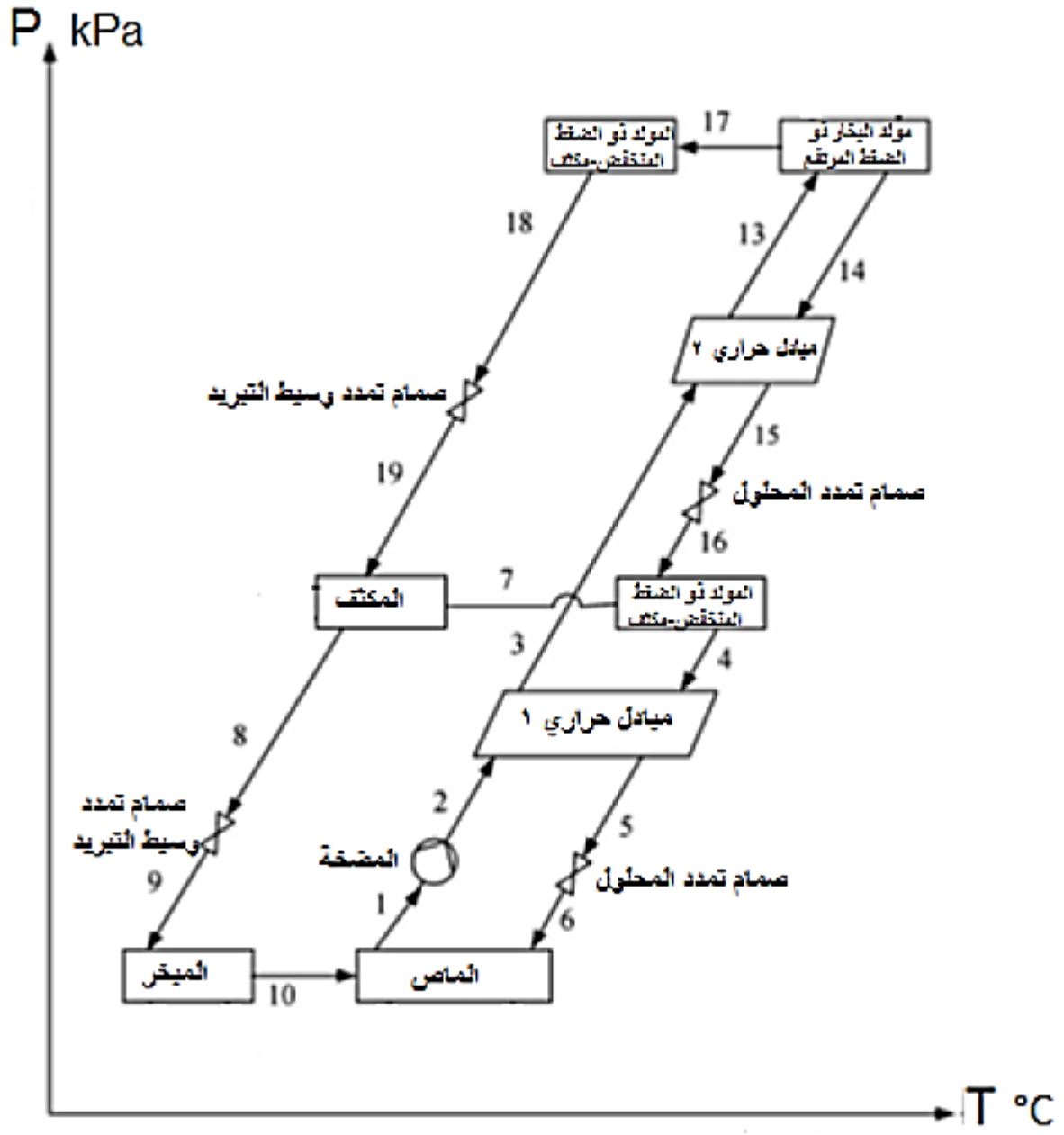
وهذا يعني من جهة أخرى صرف استطاعة أكبر لمضخَّة المحلول ، ومن ثمَّ ستنخفض الفعَّاليَّة الحرارية للدورة الامتصاصية . وعندما يكون تغير درجات الحرارة لكلٍّ من وعاء التوليد والامتصاص ودرجة حرارة المُبخِّر غير ممكناً ، فإنَّه من المفضل أن تعمل الدارة بمرحلتين أو عدة مراحل .

إنَّ عملية مضاعفة مراحل التبريد لا يمكن ان تجري بشكل عشوائي ، فهنالك عدة تصاميم لآلات التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة تختلف عن بعضها بعضاً بطريقة توضع المكونات وأحيانا بوجود عناصر إضافية في الدورة ، كما أنَّه لكلٍّ تصميم معامل أداء مختلف عن بقية التصاميم ، منها :

2-2-1- دورة التبريد الامتصاصية ذات تدفُّق تسلسلي ثنائي التأثير Double Effect Series flow:

تتألف الدورة من مضخَّة للمحلول وصمامي تمدد للمحلول وصمامي تمدد لوسيط التبريد بالإضافة للوعاء الماص والمكثِّف والمُبخِّر ووعاء مولد بخار منخفض الضغط وآخر مرتفع الضغط ، حيث يُؤدِّي مولِّد البخار منخفض الضغط دور مولد بخار وسيط التبريد عند الضغط المتوسط في الدورة ، ودور مكثف وسيط التبريد الناتج عن المولد عالي الضغط ، بالإضافة لمبادلين حراريين .

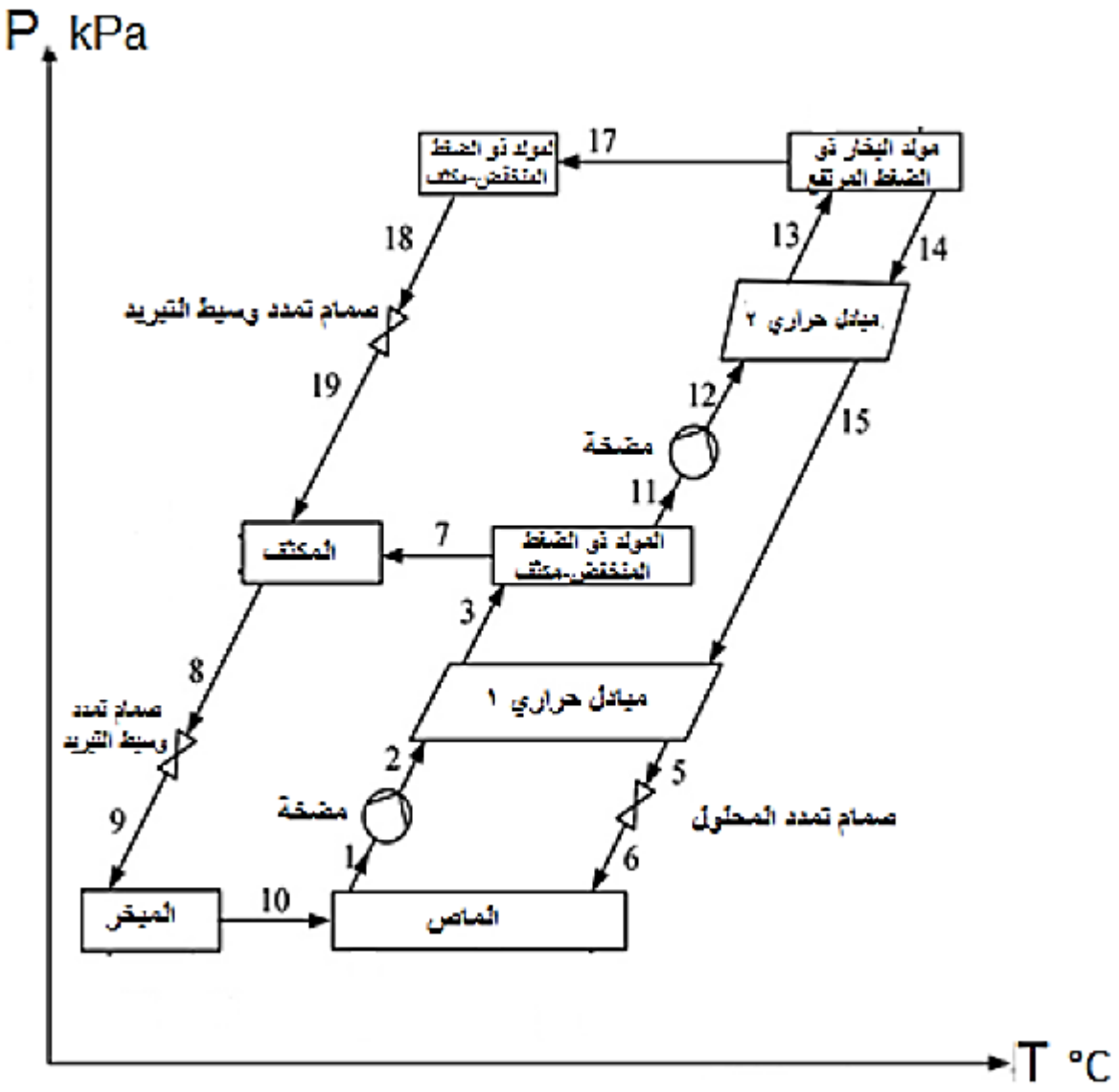
يُوضِّحُ الشكل (2-2) الإجراءات الثيرموديناميكية للدورة الامتصاصية ثنائية المرحلة التسلسلية على مخطط $\log(P)\,,1/T$ ، حيث ينطلق المحلول الغني بوسيط التبريد الوعاء الماص ليجري دفعه عبر مضخَّة المحلول إلى الوعاء المولد عالي الضغط ماراً بمبادل حراري أول و ثانٍ، يكتسب كمية من الحرارة من مصدر خارجي ليحرر بخار وسيط التبريد ، حيث يتكاثف هذا البخار في الوعاء المولِّد منخفض الضغط محرراً أيضاً كمية من بخار وسيط التبريد بضغط الدورة المتوسط ، يتكاثف بخار وسيط التبريد في المكثِّف ، ثمَّ يُولِّد وسيط التبريد الأثر التبريدي في المُبخِّر بعد التمدد في صمام التمدد ، يخرج بخار وسيط التبريد من المُبخِّر إلى الوعاء الماص والذي يعمل على تشكيل محلول غني من المحلول الفقير القادم من الوعاء المولد منخفض الضغط وبخار وسيط التبريد ، أمَّا بالنسبة للمحلول الفقير المتبقي في المولد عالي الضغط فيذهب إلى الوعاء منخفض الضغط بعد أن يتمدد حتى الضغط المتوسط في الدورة .



الشكل (2−2) تمثيل دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي على مخطط $\log(P)\,,1/T$ [7]

2−2−2− دورة تبريد امتصاصية ذات تدفُّق عكسي ثنائي التأثير Double Effect Reverse flow:

تشابه هذه الدورة ، الدورة الثنائية التسلسلية السابقة من حيث المكونات وترتيبها وتختلف فقط بطريقة توصيل هذه المكونات والطريق الذي يسلكه المحلول ، حيث إنَّ المحلول الغني يتجه إلى الوعاء المولد منخفض الضغط

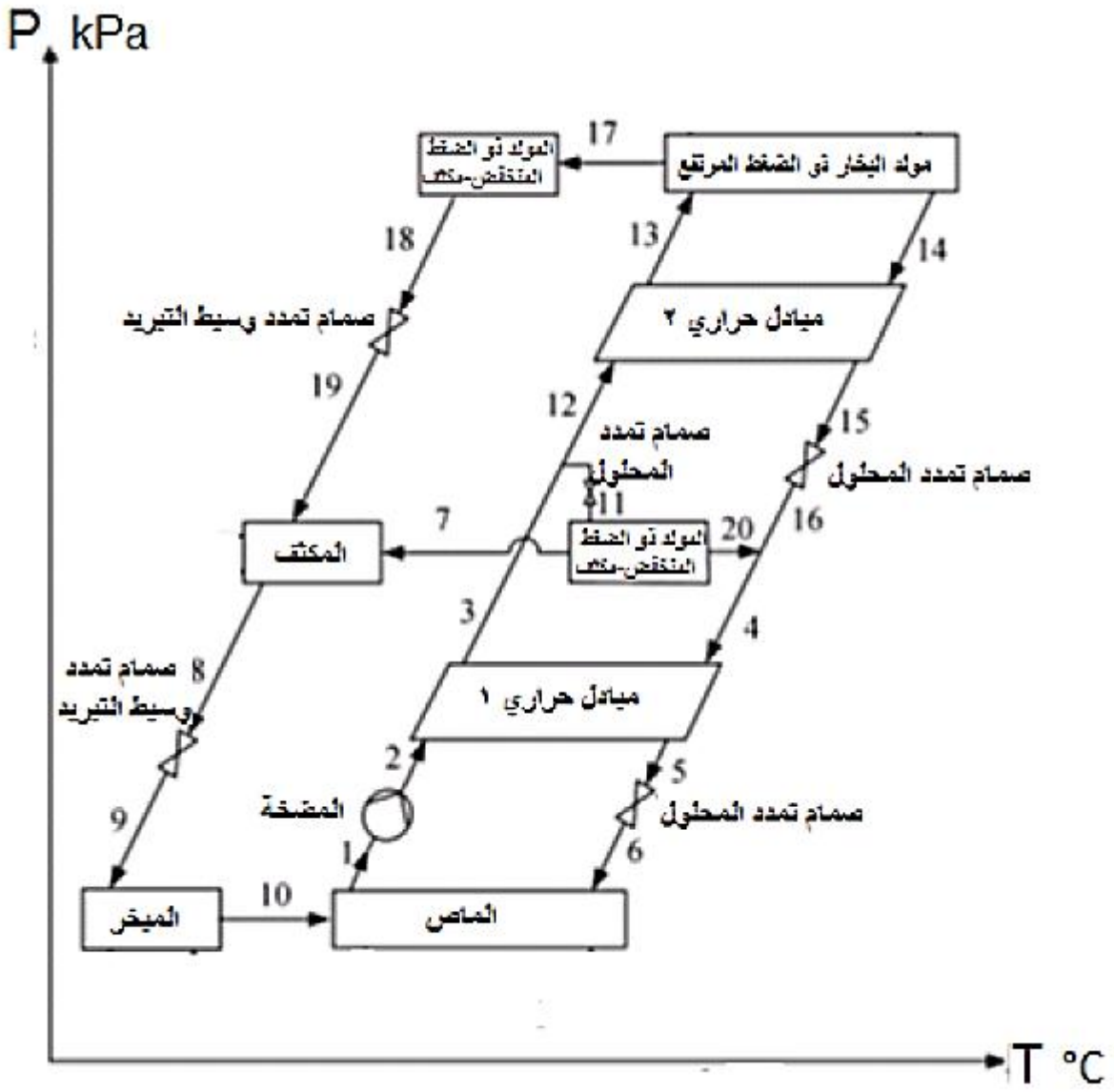


الشكل (2–3) تمثيل دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة بتدفق عكسي على مخطط $\log(P), 1/T$ [7]

بفعل مضخَّة المحلول الأولى ، حيث تُولِّدُ كمية من وسيط التبريد بضغط الدورة المتوسط ، يتجه المحلول متوسط التركيز من الوعاء المولد منخفض الضغط إلى مرتفع الضغط عبر مضخَّة المحلول الثانية ليُنتج كمية إضافية من وسيط التبريد بضغط مرتفع ، يتوجَّه مجموع كميتي بخار وسيط التبريد إلى مكثف الدورة ، بينما يعود المحلول الفقير إلى الوعاء الماص . يمكن بالنظر إلى الشكل (2–3) فهم آلية عمل الدورة التفرعية بشكل أفضل ، إنَّ أهمَّ عيوب هذه الدورة هو صعوبة تنظيم عملها نظراً لصعوبة تأمين كمية حرارة للوعاء منخفض الضغط في بداية التشغيل ، على عكس الدورة الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات التدفُّق التسلسلي .

2-2-3- دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات الجريانات المتوازية Double Effect Parallel Flow:

وهي تشبه الدورتين السابقتين من حيث المكونات وتختلف بطريقة توزعها



الشكل(2-4) تمثيل دورة التبريد الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات الجريانات المتوازية على مخطط $\log(P), 1/T$ [7]

حيث يتفرع المحلول الغني بعد خروجه من الوعاء الماص إلى فرعين ، يتَّجه الأول إلى مولد البخار ذي الضغط المرتفع ، أمَّا الآخر فيتمدد في صمام التمدد، ويتَّجه إلى مولد بخار وسيط التبريد ذي الضغط المنخفض إذ يجري

في المولدين فصل كمية من بخار وسيط التبريد، ليتحول المحلول المتبقي في المولدات إلى محلول فقير. ويجتمع المحلول الفقير القادم من مولد البخار ذي الضغط المرتفع وبعد مروره في المبادل الحراري الثاني ذي الضغط المرتفع مع مثيله القادم من مولد البخار ذي الضغط المنخفض ، ليمرَّ بالمبادل الحراري الأول ذي الضغط المنخفض ويتَّجه إلى الماص ، أمَّا بالنسبة لمسار وسيط التبريد فهو يتبع ترتيب النوعين السابقين نفسيهما، يُوضِّحُ الشكل (2−4) ترتيب العناصر وتمثيلها على مخطط $\log(P)\,,1/T$.

أهمُّ خاصية في هذا النوع أنَّه يحتاج لمصادر حرارية ذات درجات حرارة عالية للحصول على كفاءة جيدة لهذه الدورة .

3−أنواع المحاليل المستخدمة في التبريد الامتصاصي [6],[3]:

يجب أن تحقق المحاليل الثنائية المستخدمة في التبريد الامتصاصي مجموعة خواص، ومن اهمها : عدم حدوث التبلور ، سهولة تبخر وسيط التبريد من المحلول عندما يكتسب كمية حرارة ، أن يكون المحلول مستقراً لفترة طويلة من التشغيل ، قيمة مرتفعة لحرارة التبخر الكامنة ، وأن يكون غير سامٍّ او ضارٍ صحياً ، سهولة امتصاص وسيط التبريد من قبل المحلول ، انخفاض لزوجة المحلول ، وأن تكون أقل درجة حرارة في الدورة الامتصاصية أعلى من درجة حرارة تجمد المحلول ، يُوضِّحُ الجدول (2−1) مجموعة من محاليل وسائط التبريد ، ويُعدُّ محلول الماء بروميد الليثيوم أو محلول الأمونيا ماء هما أكثر المحاليل شيوعاً بسبب تفوق خصائصهما على بقية المحاليل ، حيث يُوضِّحُ الجدول (2−2) مقارنة بين المحلولين .

الجدول (2−1) بعض المحاليل المستخدمة في الدورات الامتصاصية [6],[3]

وسيط التبريد	المادة الماصة	الرمز الكيميائي
ماء	بروميد الليثيوم	$H_2O/LiBr$
أمونيا	ماء	NH_3/H_2O
أمونيا	ثيومينات الصوديوم	$NH_3/Nascn$
أمونيا	نترات الليثيوم	$NH_3/Lino_3$
أمونيا	كلوريد الكالسيوم	$NH_3/CaCl_2$

الجدول (2−2) مقارنة بين محلول الماء بروميد الليثيوم ومحلول الأمونيا ماء[3]

وجه المقارنة	$H_2O/LiBr$	NH_3/H_2O
ضغط المُبخِّر	أقل من الضغط الجوي	أعلى من الضغط الجوي
درجة الغليان	أعلى من الصفر	أقل من الصفر
مجال الاستخدام	التكييف ، حفظ الأطعمة	تجميد ، تبريد
السمية	غير سام	سام
وجود مقطر	لا يحتاج	يحتاج بسبب شراهة الأمونيا
تبلور	يمكن أن يحدث	لا يحدث

الفصل الثالث :

الدراسات السابقة

تمهيد :

كان وسيط التبريد الطبيعي CO2 من أوائل وسائط التبريد المستخدمة في أنظمة التبريد الميكانيكية. بعد ذلك استحوذت وسائط التبريد الاصطناعية مثل مركبات الكلوروفلوروكاربون ومركبات الهيدروفلوروكاربون على زمام الأمور نظرًا لأدائها المتفوق في تطبيقات التدفئة والتبريد. ومع ذلك فقد حثت المخاوف البيئية بشأن استخدام مركبات الكلوروفلوروكاربون ومركبات الهيدروفلوروكاربون الباحثين على تحديد البدائل التي تُعدُّ حميدة بيئيًا ويمكن أن تكون بديلاً فعَّالاً لوسائط التبريد التقليدية المستخدمة في المضخَّات الحرارية ، حيث يجب التخلص التدريجي من مركبات الكربون الفلورية ، وفقًا لنص مؤتمر مونتريل. وعلى الرغم من وجود الكثير من وسائط التبريد الطبيعية ، إلَّا أنَّ الكثير منها لا يلبي المتطلَّبات الفنية ومتطلَّبات السلامة. على سبيل المثال ، الأمونيا (R717 ، ASHRAE فئة السلامةB2) سامة وقابلة للاشتعال ، ومن ثمَّ فهي غير مناسبة للكثير من التطبيقات. من ناحية أخرى ، الماء (R718 ، ASHRAE فئة السلامةA1) غير سام، ومع ذلك ونظرًا لكثافته المنخفضة وضغط التشغيل المنخفض ، فإنَّه لا يمكن أن يكون بمنزلة مرشح مثالي لدورات التبريد الانضغاطية البخارية، كما يوجد عيب آخر للمياه هو أنَّها ذات أداء تسخين منخفض للغاية (COP) وليست فعَّالة من حيث التكلفة. من بين وسائط التبريد الطبيعية يُعدُّ ثاني أوكسيد الكربون (ASHRAE فئة السلامةA1) واحداً من المواد القليلة غير السامة وغير القابلة للاشتعال ويمكن إطلاقه في البيئة دون الحاجة إلى استعادته من أي معدَّات جرى التخلص منها. ووفقًا لمعايير 34 & 15 ASHRAE و 5149 ISO للسلامة ، فإنَّ R744 هو وسيط تبريد آمن [15].

أدَّت الأبحاث دورًا محوريًا في تطوير التصاميم الوظيفية للمبادلات الحرارية وصمامات الخنق والضواغط لتلائم الدورة الحرجة لثاني أكسيد الكربون حيث تناولت الأبحاث تطبيق واختبار دورات ثانوية مختلفة مع المضخَّات

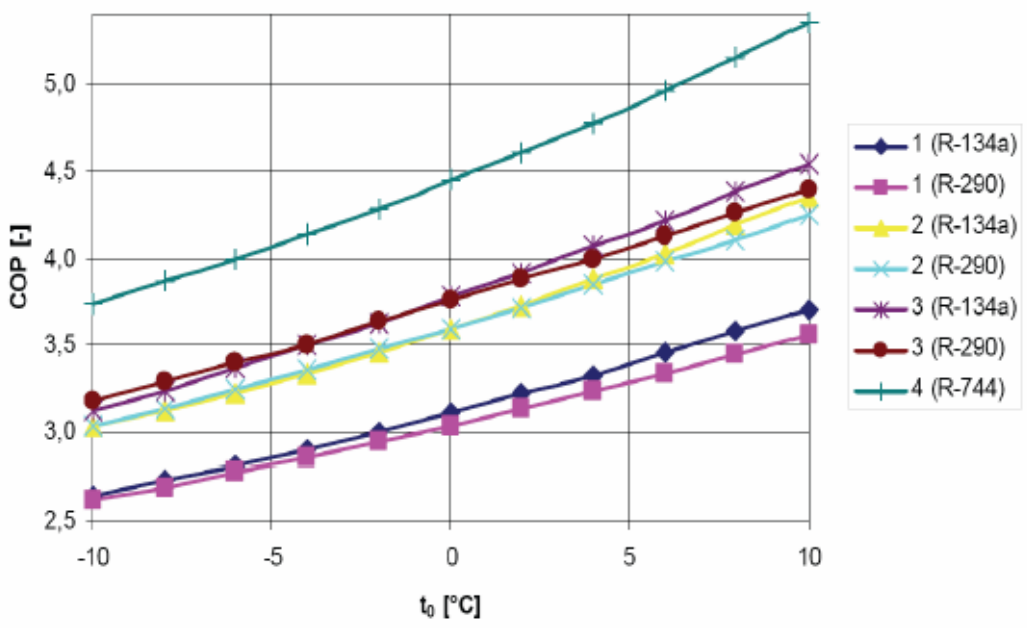
الحرارية R744 إلى جانب المكونات الإضافية والأنظمة الهجينة وخلائط وسائط التبريد بالتزامن مع البحث في استراتيجيات التحكم المتقدمة.

يُقدِّم هذا الفصل نظرة عامة كاملة على أحدث التطورات في أنظمة التبريد والمضخَّات الحرارية العاملة بثاني أوكسيد الكربون فوق الحرجة ومكوناتها وتطبيقاتها.

الدراسة المرجعية الاولى (د.ت) :[8]

HIGH-EFFICIENCY Co_2 HEAT PUMP WATER HEATER SYSTEMS FOR RESIDENTIAL AND NON-RESIDENTIAL BUILDINGS

وضَّح **S.jorn** في دراسته أنَّ أنظمة تسخين المياه باستخدام المضخَّة الحرارية العاملة ب $R744$ تحقق معامل أداء أعلى بنسبة 20% من مقابلاتها التي تعمل بواسطة المركبات الهيدروفلوروكاربون أو البروبان بل ويتفوق على أحدث أنظمة التدفئة الشمسية .



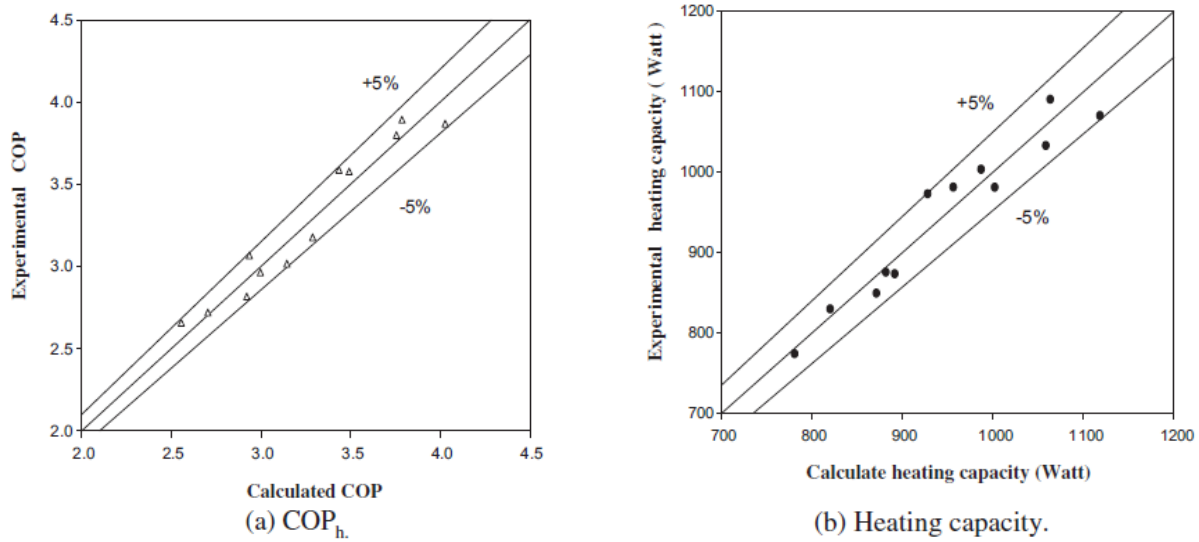
الشكل (3−1) يُوضِّحُ مقارنة معامل الأداء لمضخَّة حرارية تعمل بوسائط تبريد مختلفة بدلالة تغير درجة حرارة التبخر[8]

حيث قام الباحث بإجراء تجربة لتسخين المياه الجوفية من درجة حرارة 7°C إلى 80°C وتَبيَّن بالمقارنة بأنظمة التسخين التي تستخدم السخانات المغمورة أنَّه استطاع أن يوفِّرَ مقداراً سنوياً من الطاقة يبلغ (70–75%) وأيضاً بنسبة (30–35%) من أنظمة التسخين الإسكندنافية المكونة من لواقط شمسية وسخانات كهربائية مغمورة للتعويض .

الدراسة المرجعية الثانية (2013) :[9]

Modeling and simulation of the transcritical Co_2 heat pump system

قام L.kai–Hsiang وآخرون في هذا البحث بوضع نموذج رياضي ومحاكاة هذا النموذج لدارة مضخَّة حرارية تعمل بوسيط $R744$ فوق الحرج وأُجريت المحاكاة دون فرض أي قيود مشدَّدة مثل اعتبار ضغط الدفع ثابت أو ضغط السحب وأُخذ بالحسبان التصميم الهندسي التفصيلي لكلٍّ من مبرد الغاز والمُبخِّر. وقد قام الباحثون بتنفيذ الدارة عمليا للتأكد من صحة نتائج المحاكاة حيث اظهرت التجربة توافقاً جيداً بين النتائج النظرية والعملية للتجربة. يُوضِّحُ الشكل (3–2) تقارب النتائج النظرية والعملية .



(a) $COP_{h.}$ (b) Heating capacity.

الشكل (3–2) يُوضِّحُ المقارنة بين النتائج العملية والنظرية للمضخَّة الحرارية العاملة بوسيط R744 في الدراسة المرجعية الثانية[9] .

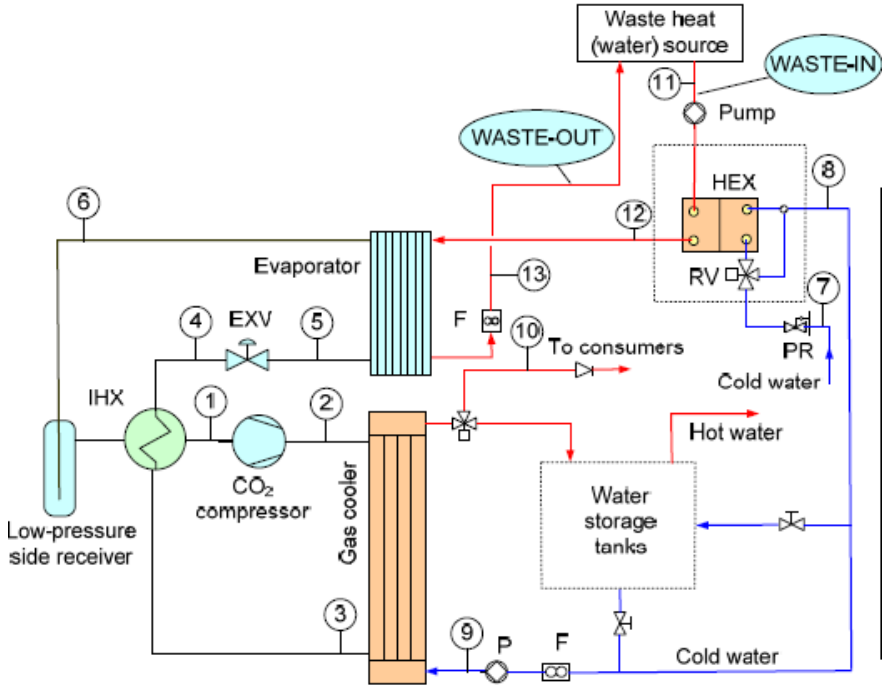
وكان من أهم النتائج التي توصلوا اليها أنّه تزداد استطاعة التسخين ومعامل الأداء مع زيادة درجة الحرارة الجافة لمدخل المُبخِّر وأيضاً نقصان كسر الجفاف في المُبخِّر كما ويزداد ضغط الدفع بشكل كبير ، وأظهرت النتائج الارتباط الكبير بين درجة حرارة مدخل المياه لمبرد الغاز ومعامل الأداء حيث إنَّه وبالرغم من زيادة معدَّل تدفُّق $R744$ مع درجة حرارة الماء الداخل، فإنَّ معامل أداء الدارة يقلُّ بشكل كبير، كما أنَّ زيادة سرعة الضاغط تقلل من معامل الأداء وذلك بسبب زيادة الاستطاعة المصروفة على الضاغط و تبين أيضاً أنَّه على عكس الوسائط التقليدية، فإنَّ منحني أداء الدارة لا يشكِّلُ أي قيمة عظمى مقابلة لطول معين للأنبوب الشعري وذلك لصغر تغير الانتالبي في الحالة فوق الحرجة .

الدراسة المرجعية الثالثة (2014) :[10]

Efficient Process Integration and Cooling & Heating Energy Performance of Supercritical Co_2 Heat Pumps

قام M.Vasile بإجراء تقييم لتكامل عمليتي التسخين والتبريد ومعامل أداء الطاقة الرئيسي الذي جرى تحقيقه عن طريق استخدام مضختين حراريتين $R744$ فوق الحرجة حيث جرى تنفيذ الأولى في مصنع الألبان الكندي لتأمين عمليتي التدفئة والتبريد في وقت واحد . والثانية اختُبِرَت مخبرياً وعلى نطاق واسع من درجات الحرارة الضائعة والمستفاد منها في الدارة لتسخين مياه المدينة الباردة مباشرةً .

الاولى : يستعيد الحرارة عند درجة $-1.5°C$ ويُؤمِّن حرارة لعملية أخرى عند درجة حرارة $85°C$ وكان بالنتيجة أن معامل أداء النظام3.21 مع الأخذ بالحسبان التأثيرات الحرارية للتبريد والتدفئة واجمالي استهلاك ، وبالرغم من تواضع معامل الأداء إلَّا أنَّه استُغني عن استخدام $18000\ [\ell it]$ من البروبان سنوياً وتوفير 32722 دولار كندي سنوياً وفترة استرداد الكلفة التأسيسية 1.83 سنة وتقليل انبعاثات المصنع من انبعاثات غازات الاحتراق بأكثر من 153 طن سنوياً.



الشكل (3–3) يُوضِّحُ النظام المقترح في الدراسة المرجعية الثالثة [10]

الثانية : وهو النظام المخبري والذي يستعيد الحرارة على مرحلتين الأولى عن طريق مبادل مباشر والثانية عن طريق مضخَّة حرارية $R744$ فوق الحرجة ، حيث استُعيدت الحرارة من النفايات السائلة عند درجة حرارة 45°C لتسخين مياه المدينة بدرجة حرارة 7°C حيث جرى تحقيق كفاءة انضغاط أفضل من النظام الأول ونسبة انضغاط أقل بحوالي 39% وكان معامل الأداء للنظام 5.93 .

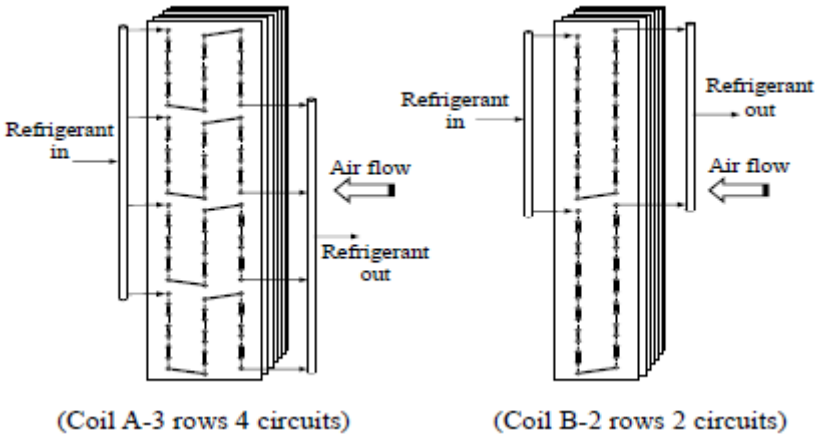
الدراسة المرجعية الرابعة (2014) :[11]

Design Optimisation of CO2 Gas cooler/Condenser in a Refrigeration System

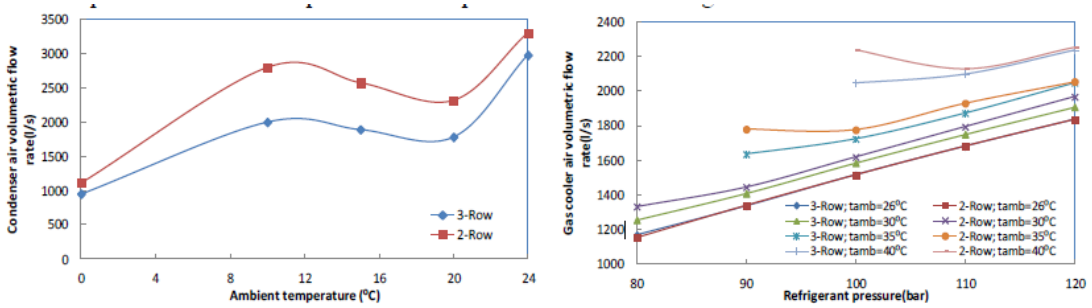
قام Yun Ting Ge وآخرون بتصميم واختبار نوعين من مبرد الغاز المريش ، يختلفان عن بعضهما بالبنية كما هو موضَّحٌ في الشكل (3–4) ، حيث اختُبر النموذجان وفق ظروف تشغيل متنوعة ، خلال تنفيذ التجارب قام الباحثون بتطوير نماذج رياضية لمبردات الغاز (نموذج تفصيلي : يعطي تنبؤ مفصل عن بروفيل تدرج

حرارة وسيط التبريد ومعدَّلات نقل الحرارة) ،(النموذج المبسط :يُستفاد منه لإجراء محاكاة لمبرد الغاز بهدف تطوير الأداء المتكامل مع نظام التبريد)

جرى عرض النتائج لدرجات حرارة محيطة متغيرة وفق الشكل (3–5) .



الشكل (3–4) يُوضِّحُ نوعي مبرد الغاز المستخدم في الدراسة المرجعية الرابعة[11]



الشكل (3–5) يُوضِّحُ تغير حجم مبردات الغاز بتغير درجة الحرارة المحيطة وفق الدراسة المرجعية الرابعة[11]

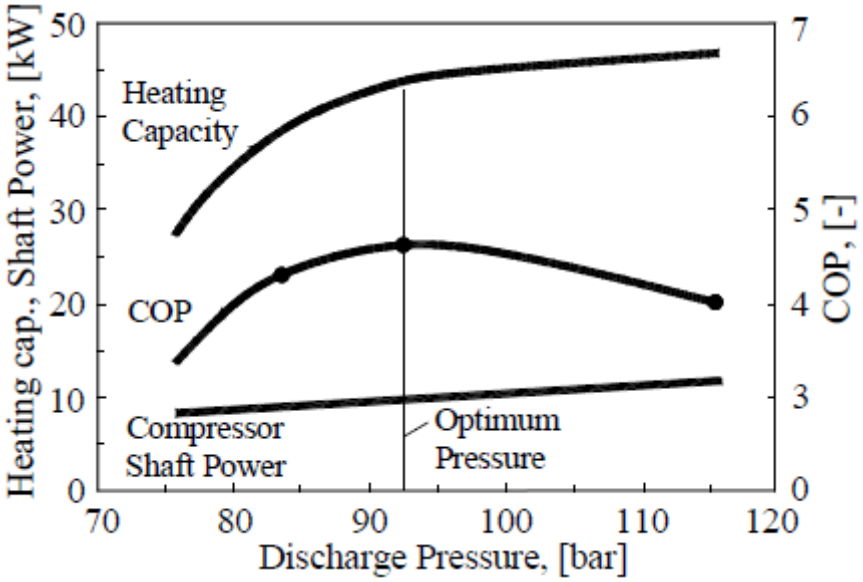
الدراسة المرجعية الخامسة (2016):[12]

TRANSCRITICAL Co_2 HEAT PUMPING SYSTEMS

قام كلٌّ من S.Kjell&N.Petter بدراسة التطورات الرئيسية لأنظمة $R744$ فوق الحرجة حيث استعرض التطبيقات التي أُدخلت أنظمة $R744$ فوق الحرجة فيها في السوق وفي التطبيقات التي جري تطويرها (البحثية) منها : سخانات المياه بمضخَّات حرارية ومضخَّات حرارية لتدفئة الأماكن وأنظمة تكييف الهواء المتنقلة وأنظمة الضخ الحراري , وقام بإجراء مقارنات مع النظم التي من الممكن أن تُعدُّ رديفة مثل R134a حيث عرض في

دراسته لمحة عن التطور التاريخي لاستخدام وسائط التبريد وعلاقتها بالقضايا البيئية وأيضاً استعرض خصائص R744.

وخَلُص إلى نتيجة مفادها أن اللجوء إلى استخدام R744 والذي كان مدفوعاً بمخاوف بيئية أفصح عن فوائد أخرى جديدة ومنها ارتفاع COP_{hp} الذي وصل إلى قيمة 4.5 بالإضافة إلى سعة التبريد والتسخين العالية، كما هو موضح في الشكل (3−6) ، وأيضاً أريحية أكبر في الاستخدام .



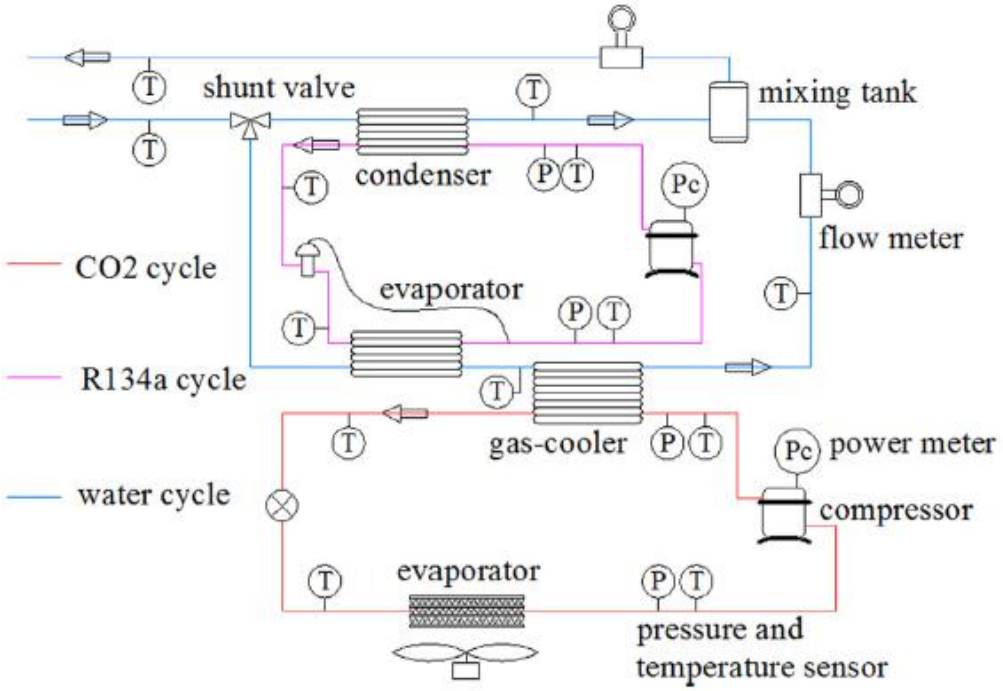
الشكل (3−6) يُوضِّحُ تغير معامل الأداء والاستطاعة التسخينية واستطاعة الضاغط مع تغير الضغط العالي للمضخَّة الحرارية العاملة بوسيط تشغيل R744 [12]

الدراسة المرجعية السادسة (2018):[13]

The evaluation of optimal discharge pressure in a water-precooler-based transcritical Co_2 heat pump system

قام yalong song باستخدام دارة تبريد تعمل على R134a لتأمين تبريد مسبق للمياه الداخلة إلى مبرد الغاز في دارة Co_2 فوق الحرج ، الشكل (3−7) ، وذلك بهدف زيادة معامل أداء المضخَّة الحرارية وقام بوضع نموذج رياضي يصف المنظومة المقترحة وقام بدراسة ضغط مخرج الضاغط عند مجال درجة حرارة المُبخِّر (0−20)°C وأظهرت نتائجه أنَّ لضغط الطرد الأمثل أهمية كبيرة على معامل الأداء وأنَّ ضغط الطرد الأمثل للنظام المقترح

أعلى من ضغط الطرد للنظام القياسي في مجال الدراسة وزيادة معامل الأداء مع زيادة ضغط التفريغ علماً أنَّ معامل الأداء الأمثل يقع خارج الدراسة .



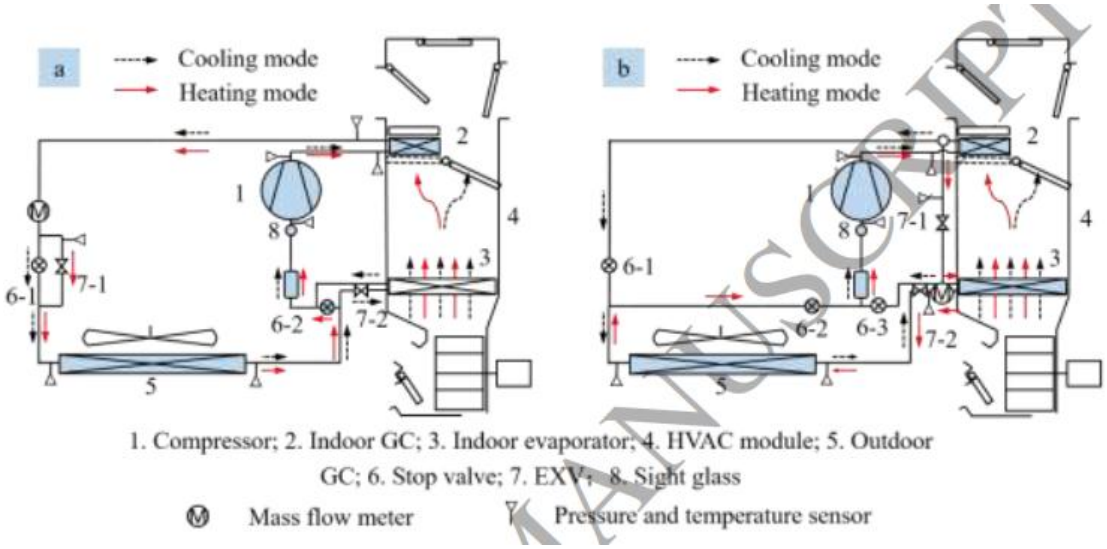
الشكل (3-7) يُوضِّحُ النظام المقترح في الدراسة المرجعية السادسة [13]

الدراسة المرجعية السابعة (2018):[14]

Experimental and numerical investigation of a CO2 heat pump system for electrical vehicle with Series Gas Cooler configuration

قدم Wang Yufeng وآخرون نموذجاً رقمياً مطوراً للبحث في أداء نظام المضخَّات الحرارية *R744* المستخدم في السيارات الكهربائية باستخدام نظام مبردات الغاز المتسلسلة (SGC) كما هو موضَّحٌ في الشكل (3-8) وإجراء تجارب على النموذج في وضع التبريد وفي حالة المضخَّة الحرارية ، أُجريت مقارنة بين نظام R744 التقليدي والنظام المقترح (SGC) المطور حيث أعطى النموذج نتائج للسعة الحرارية بنسبة خطأ 5.1% لتكييف الهواء ونسبة خطأ 5.8% في حالة المضخَّة الحرارية ، كذلك الأمر بالنسبة لمعامل الأداء كانت نسبة الخطأ لحالة التكييف هي 6% بينما في حالة الضخ الحراري كانت النسبة 7.2% .

كما أظهرت النتائج أن النظام المقترح في حالة الضخ الحراري يُؤدِّي إلى زيادة وسطية في استطاعة التسخين للنظام بمقدار 33.7% وبمعامل الأداء بمقدار 35% .

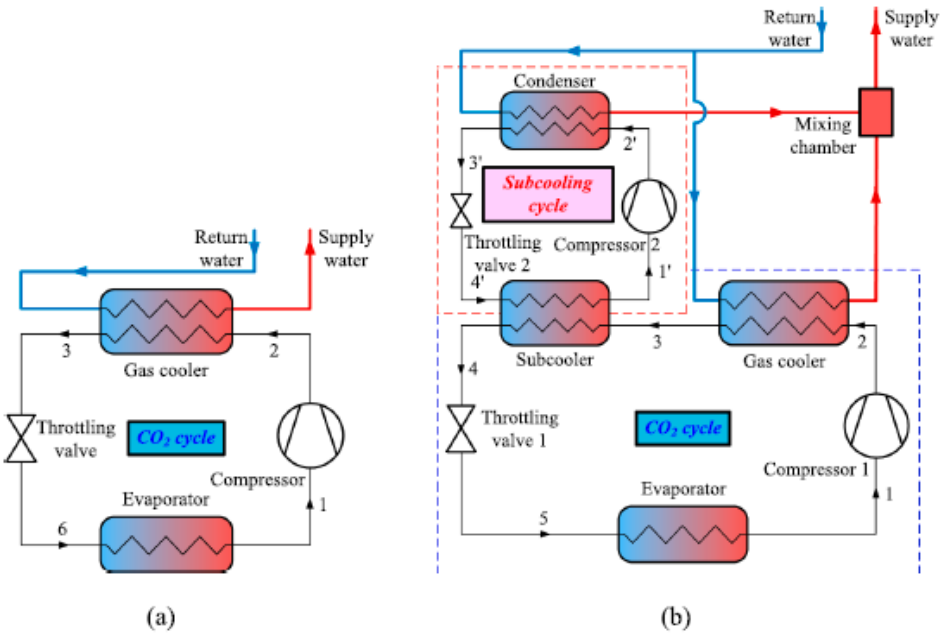


الشكل (3−8) يُوضِّحُ نظام R744 بمبرد الغاز المتسلسل (SGC) ومقارنته مع النظام التقليدي[14]

الدراسة المرجعية الثامنة (2019):[15]

Evaluation of transcritical Co_2 heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating.

قام Baomin Dai وآخرون بدراسة نظام تأمين مياه ساخنة وقام بإضافة دارة تبريد لتقوم بزيادة تبريد غاز Co_2 بعد مبرد الغاز، الشكل (3−9) ، وجرى دراستها من أجل خمس مدن تُعدُّ نموذجاً للدراسة تتراوح درجات حرارتها شتاءً من 0 ℃ إلى −24℃ وأظهرت نتائج الدراسة أنَّ أعلى قيمة لمعامل الأداء COP=2.1 جرى تحقيقها لإنتاج مياه بدرجة حرارة 75℃ عند ضغط التفريغ الأمثل والذي قُلل بمقدار 2.5 Mpa عن الدورة التقليدية وتحسين كفاءة استخدام الطاقة وأظهرت الدراسة أنَّ كلفة شراء المعدَّات وتكلفة الكهرباء للنظام المقترح أقل من نظام Co_2 التقليدي وبلغت نسبة التوفير السنوية 7− 15 % .

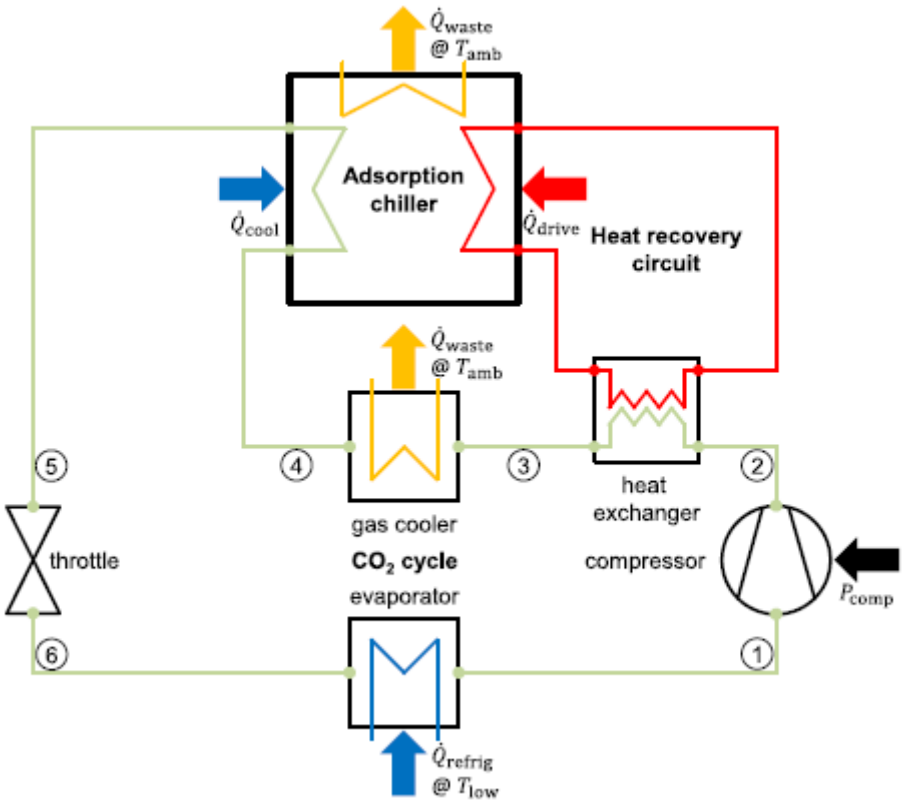


الشكل (3−9) يُمثِّلُ النظام المقترح (b) في الدراسة المرجعية الثامنة ، ومقارنته بالنظام التقليدي(a) [15]

الدراسة المرجعية التاسعة (2019) :[16]

Hybrid refrigeration by CO 2 vapour compression cycle and water-based adsorption chiller: An efficient combination of natural working fluids

اقترح Gibelhaus وآخرون في هذه الدراسة تقديم مفهوم النظام الهجين والذي يعتمد على دمج مبرد الامتزاز في آلة التبريد التي تعمل بوسيط R744 كما هو موضَّحٌ في الشكل (3−10) ، بهدف زيادة معامل أداء دورة R744 حيث وبتوصيف أدق يُستخدم مبرد الامتزاز الماء كوسيط طبيعي والذي يقاد حرارياً بالاستفادة من الحرارة الضائعة من دورة Co_2 ودمج الأثر التبريدي لدورة الامتزاز مع دورة R744 من جديد ، أُجريت نمذجة للنظام الهجين المقترح ومقارنتها بدورة R744 التقليدية ، حيث أظهرت نتائج الدراسة توفيراً سنوياً بنسبة 22% للمناخ الدافئ في أثينا ، ونسبة 16% للمناخ المعتدل في كولونيا .

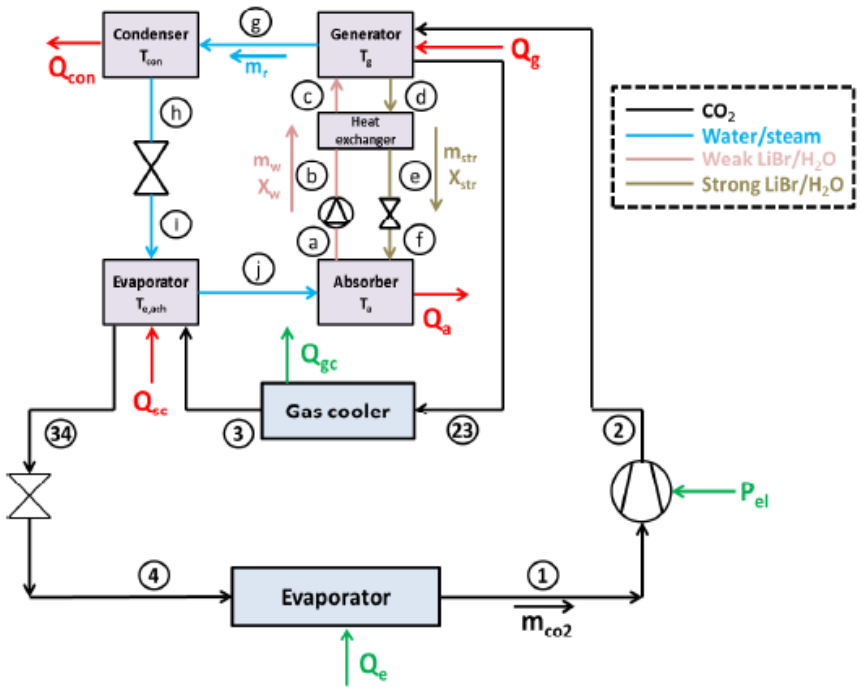


الشكل (3–10) يُوضِّحُ النظام المدروس في الدراسة المرجعية التاسعة [16].

الدراسة المرجعية العاشرة (2019): [17]

Enhancing the performance of a CO2 refrigeration system with the use of an absorption chiller

هدف Evangelos و Christos من هذا العمل اختبار نظام تبريد R744 فوق الحرج مقترن بآلة تبريد امتصاصية أحادية ، الشكل (3–11). يتمثَّل دور آلة الامتصاص في تكوين مبرد فرعي بعد مبرد الغاز من أجل زيادة COP. يُغذى نظام الامتصاص بالحرارة الضائعة بعد ضاغط ثاني أكسيد الكربون ومن ثمَّ ليست هناك حاجة لأيِّ مصدر خارجي للطاقة. أُجري التحليل باستخدام نموذج عددي جرى التحقق منه و تطويره في برنامج EES. جرت دراسة النظام وتحسينه من أجل درجات حرارة مختلفة لطرح الحرارة من 35 درجة مئوية حتى 50 درجة مئوية ودرجات حرارة تبريد مختلفة (5 ÷ 35−)°C.



الشكل (3–11) يُمثِّلُ النظام المقترح في الدراسة المرجعية العاشرة [17]

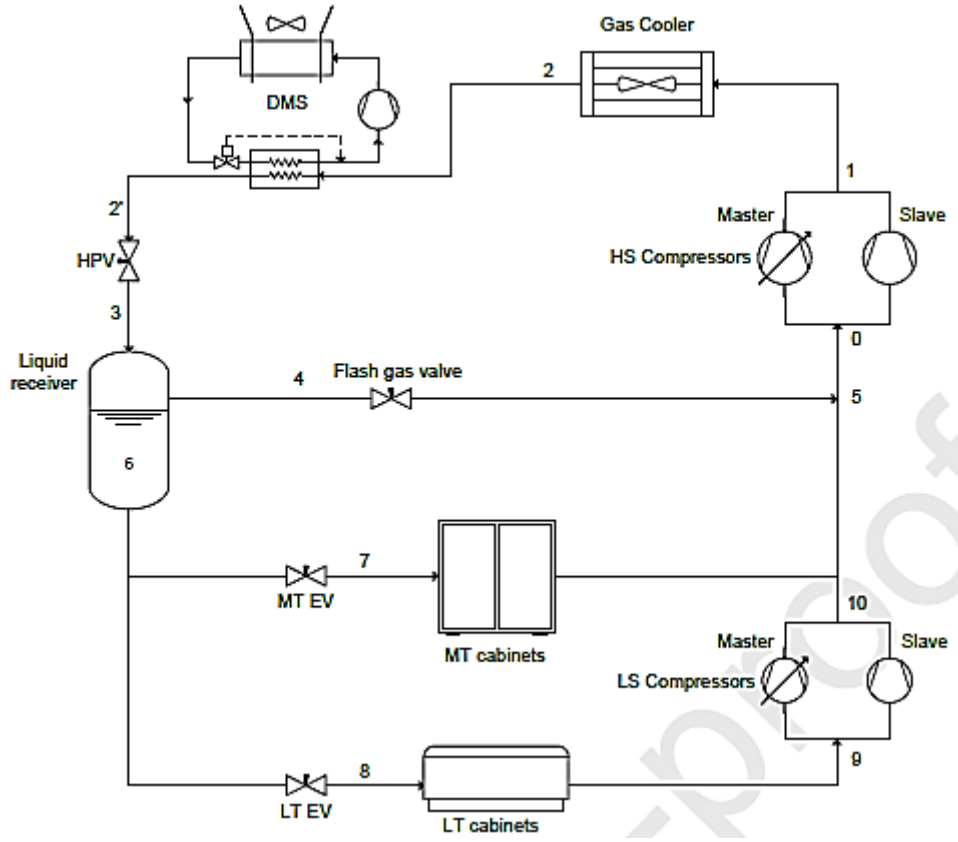
لقد وجد أنَّ هناك تحسين COP في جميع حالات التشغيل وخاصة في الحالات التي ترتفع فيها درجة حرارة طرد الحرارة وانخفاض درجة حرارة التبريد. متوسط التحسن في COP يبلغ حوالي 23.4 % (درجة حرارة التبخر 5°C ودرجة حرارة التكاثف 35 °C) وهو تحسين مهم لتطوير مزيد من التصاميم كما وقد بلغ التحسين الأعظمي 74.93% (درجة حرارة التبخر 35°C– ودرجة حرارة التكاثف 50 °C). وكانت مدة استرداد التكلفة الأولية هي عامين ونصف .

الدراسة المرجعية الحادية عشرة (2020) :[18]

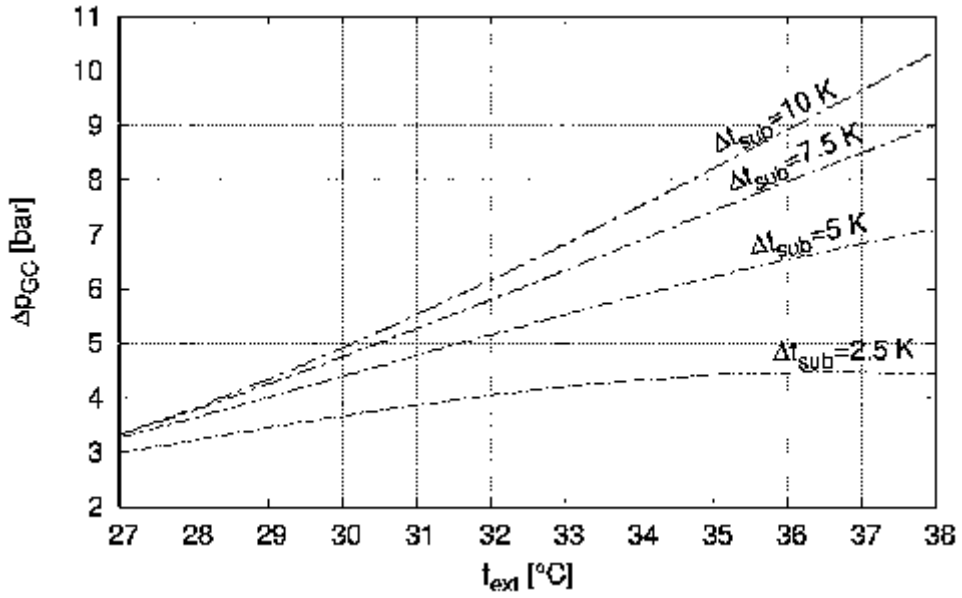
Effect of dedicated mechanical subcooler size and gas cooler pressure control on transcritical CO2 booster systems

قام P. D'Agaro وآخرون بإعداد نموذج رياضي باستخدام برنامج TRNSYS بهدف دراسة تأثير درجة حرارة زيادة التبريد الديناميكي (التبريد الفرعي) وضغط مبرد الغاز على معامل أداء دورة التبريد التي تعمل بوسيط R744 فوق الحرجة وعلى استهلاك الطاقة السنوي ، يُوضِّحُ الشكل (3–12) النموذج المدروس ، وجرى

الوصول إلى نتيجة مفادها أنه يمكن تخفيض ضغط مبرد الغاز بمقدار $[bar]$ 10 عند درجة حرارة خارجية تبلغ 37.5°C وزيادة تبريد مقدارها 10°C كما هو موضَّحٌ في الشكل (3–13)



الشكل (3–12) يُوضِّحُ النموذج المقترح في الدراسة المرجعية الحادية عشرة[18]



الشكل (3–13) يُوضِّحُ قيمة تغير الضغط في مبرد الغاز بتغير درجة الحرارة الخارجية ومقدار زيادة التبريد [18]

كما وأظهرت الدراسة أنَّ ارتفاع درجة الحرارة الخارجية تزيد قيمة درجة حرارة مبادل التبريد ، كما أنَّه يجب اختيار الحجم الأفضل للمبرد الفرعي لأنَّه عند قيمة معينة لا يضيف أيَّ تحسن أو توفير في الطاقة.

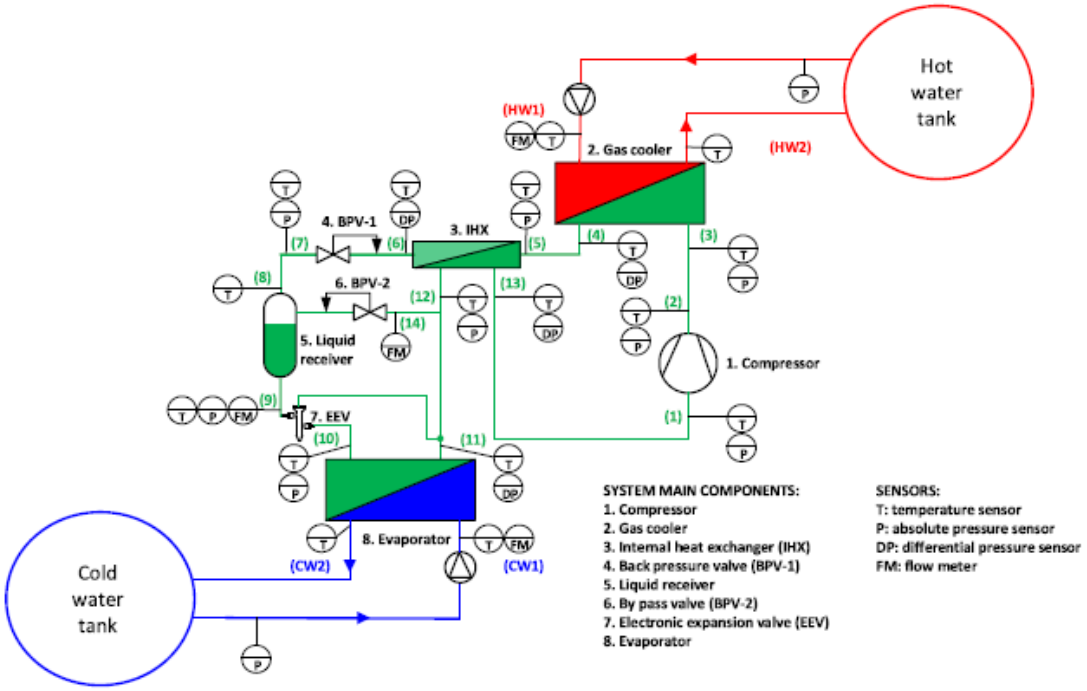
الدراسة المرجعية الثانية عشرة (2021) :[19]

Analysis of the optimal gas cooler pressure of a CO2 heat pump with gas bypass for hot water generation

قدم F. Illˊan–Gˊomez وآخرون نموذجاً رقميا تجريبيا لدراسة جانب الضغط المرتفع الأمثل لمضخَّة حرارية $R744$ بمرحلة انضغاط واحدة ومجهزة بمبادل حراري استرجاعي (داخلي) ، حيث حُدِّد معدَّل تدفُّق الكتلة واستهلاك الطاقة في الضاغط تجريبياً ، يُوضِّحُ الشكل (3-14) مكان توضع أجهزة القياس المستخدمة في التجربة ، بينما يُوضِّحُ الشكل (3-15) التجهيزات المستخدمة في التجربة .

أُدخلت البيانات في النموذج الرقمي الذي جرى إعداده باستخدام برنامج MATLAB حيث تم تحديد النموذج كمحصلة لدراسة تسعة نماذج من الضواغط مأخوذة من ثلاث جهات تصنيع ، وذلك بعد تعديلها لتلائم تشغيل الوسيط R744 ، وعند التحقق من النموذج واثبات قدرته على انتاج القيم المقاسة بشكل تجريبي ، استُخدم النموذج لتحليل تأثير متغيرات التشغيل المختلفة على الضغط الأمثل ضمن حدود تباين لا تتجاوز 2% بين النتائج النظرية والعملية، وأجرى الباحثون الاختبارات لمجال درجة حرارة مبخر (15°C ÷ 5) ومجال مخرج مبرد الغاز (45°C ÷ 35) ومجال كفاءة المبادل الحراري الاسترجاعي (الداخلي) (0.7 ÷ 0.3). أظهرت النتائج أن درجة حرارة مخرج الضاغط لها تأثير حاسم في الضغط العالي الأمثل ، هذا يُؤثِّر بشكل مباشر في تحديد الضغط الأمثل ، حيث إنَّه يمكن أن تصل درجة حرارة الغاز في مخرج الضاغط إلى 170°C إلَّا أنَّه عند هذه الدرجة يحدث تخريب لزيت الضاغط ومن ثمَّ تتحدد درجة حرارة الغاز ب 140°C ، أمَّا بقية البارمترات فكان تأثيرها قليلاً نسبياً على معامل الأداء ، حيث بلغت القيمة المتوسطة لتأثير مردود الضاغط 2.1%

بينما بلغت القيمة العظمى 10.4% وذلك عند الشروط (درجة حرارة تبخر 15°C ودرجة حرارة خارجية 60°C وكفاءة 0.3% للمبادل الحراري الداخلي) .



الشكل (3-14) تَوضَّعُ الحساسات وأجهزة القياس في التجربة المعتمدة في الدراسة المرجعية الثانية عشرة [19]

يكون التباين في الحد الأقصى لـ COP مع ضغط فاصل السائل أقل من 2٪ ، باقي البارمترات لها تأثير منخفض نسبيًا في الضغط الأمثل. الحدُّ الأقصى للتغير في الضغط الأمثل مع درجة زيادة التسخين هو 2.5٪



الشكل (3-15) التجهيزات العملية المستخدمة في الدراسة المرجعية الثانية عشرة[19]

والحدُّ الأقصى لتغير الضغط الأمثل مع درجة حرارة التبخر هو 3٪ ، والحدُّ الأقصى للتغير للضغط الأمثل مع كفاءة المبادل الحراري الداخلي هو 8٪. لذلك من الممكن الحصول على تعبير عن الضغط الأمثل الذي يعتمد فقط على درجة حرارة مخرج مبرد الغاز.

يُوضِّحُ الجدول (3-1) ملخص الدراسات المرجعية السابقة

الجدول (3−1) ملخَّص الدراسات المرجعية السابقة

	اسم الباحث	العام	محور البحث	الاجراء	أهم النتائج
1	S.JON	2013	تسخين المياه من درجة الحرارة 7°C إلى درجة 80°C باستخدام مضخَّة حرارية Co_2 فوق الحرجة	تجريبي	توفير بمقدار 70−75% من أنظمة السخانات المغمورة توفير بمقدار 30−35% من أنظمة التسخين الاسكندنافية .
2	L.kai−Hsiang واخرون	2013	نظام مضخَّة حرارية $C0_2$ مع الأخذ بالحسبان التصميم الهندسي لكل من مبرد الغاز والمُبخِّر	تجريبي + نمذجة ومحاكاة	تقارب كبير في النتائج التجريبية والنتائج المستخرجة من النمذجة .
3	M.Vasile	2014	التقييم المتكامل (تسخين وتبريد) لدارتين (معمل الألبان الكندي والأخرى مخبرية)	تجريبي	توفير $[lit]$ 18000 من البروبان و 32722$ سنويا بالرغم من أنَّ معامل الأداء متواضع وقيمته 3.21
4	Yun Ting Ge واخرون	2014	تصميم واختبار نوعين مختلفين في البنية من مبردات الغاز المريشة	تجريبي + نمذجة ومحاكاة	أظهرت النتائج تفوق النموذج ثلاثي الصفوف على النموذج ثنائي الصفوف من حيث تخفيض معدَّل تدفُّق وسيط التبريد وتحقيق الفاعلية .
5	S.Kjell &N.Petter	2016	تطورات المضخَّة الحرارية Co_2 فوق الحرجة	دراسة نظرية + نمذجة	الوصول إلى معامل أداء 4.5 في حالة المضخَّة الحرارية . استطاعة تسخينية عالية تبلغ $[kw]$ 45 عند معامل الأداء المذكور سابقاً .

	اسم الباحث	العام	محور البحث	الاجراء	أهم النتائج
6	yalong song	2018	زيادة تبريد الوسيط Co_2 باستخدام آلة تبريد R134a ومجال درجة حرارة تبخر $t_o(0 \div 20)℃$	نمذجة ومحاكاة	ضغط التفريغ الأمثل أعلى من القياسي في مجال الدراسة . زيادة معامل الأداء مع زيادة ضغط التفريغ ضمن حدود الدراسة
7	Yufeng Wang واخرون	2018	تطوير نموذج رياضي لنظام Co_2 المستخدم في السيارات الكهربائية باستخدام مبردات غاز متسلسلة	تجريبي + نمذجة ومحاكاة	نسبة الخطأ في السعة الحرارية ومعامل الأداء 5.1% و 6% على التوالي لحالة التكييف ، و 5.8% و7.2% على التوالي لحالة التدفئة . زيادة الاستطاعة التسخينية بمقدار 33.7% وسطياً ، وزيادة معامل الأداء بمقدار 35% وسطياً
8	Baomin Dai وآخرون	2019	زيادة تبريد وسيط التشغيل Co_2 باستخدام دارة تبريد R22 عند مجال درجة حرارة تبخر $t_o(-24 \div 0)℃$	نمذجة ومحاكاة	تقليل ضغط التفريغ الأمثل بمقدار $2.5[Mpa]$ عن الدارة التقليدية نسبة توفير سنوية تصل إلى 15%.
9	Gibelhaus واخرون	2019	زيادة تبريد وسيط التشغيل Co_2 باستخدام مبرد امتزاز اعتماداً على الحرارة الضائعة من نظام Co_2 فوق الحرج	نمذجة ومحاكاة	نسبة توفير سنوية تصل إلى 22% للمناخ الدافئ في أثينا نسبة توفير سنوية تصل إلى 16% للمناخ المعتدل في كولونيا
10	Evangelos Christos &	2019	زيادة تبريد وسيط التشغيل Co_2 باستخدام مبرد امتصاصي أحادي التأثير اعتماداً على الحرارة الضائعة من نظام Co_2 فوق الحرج وفق مجال $t_o(-35 \div 5)℃$ & $t_{GC}(50 \div 35)℃$	نمذجة ومحاكاة باستخدام EES	متوسط التحسن في معامل الأداء 23.4% عند الشروط $t_o = 5℃$ & $t_{GC} = 35℃$ ويبلغ 74.9 % عند الشروط $t_o = -35℃$ & $t_{GC} = 50℃$ مدة استرداد الكلفة 2.5 عام

	اسم الباحث	العام	محور البحث	الاجراء	أهم النتائج
11	P. D'Agaro واخرون	2020	دراسة تغير معامل الأداء وضغط مبرد الغاز بفعل زيادة التبريد الديناميكي لنظام Co_2 فوق الحرج	نمذجة ومحاكاة باستخدام TRNSYS	يمكن تخفيض ضغط مبرد الغاز بمقدار $10\ [bar]$ عند درجة حرارة خارجية $37.5℃$ في حال جرى زيادة التبريد بمقدار $10℃$
12	F. Ill´an–G´omez واخرون	2021	دراسة تأثير متغيرات التشغيل المختلفة لنظام Co_2 فوق الحرج في الضغط الأمثل ، وإثبات تطابق النمذجة مع التجربة العملية ضمن مجال $t_o(5 \div 15)℃\&$ $t_{GC}(35 \div 45)℃$	تجريبي + نمذجة ومحاكاة باستخدام MATLAB	حدود التباين بين النتائج النظرية والعملية لا تتجاوز 2% . تأثير البارمترات في معامل الأداء يُعطى كالآتي : مردود الضاغط 10% ضغط فاصل السائل 2% زيادة التسخين 2.5% درجة حرارة التبخر 3% كفاءة المبادل الحراري الاسترجاعي 8%

الفصل الرابع :

الدراسة النظرية

تمهيد :

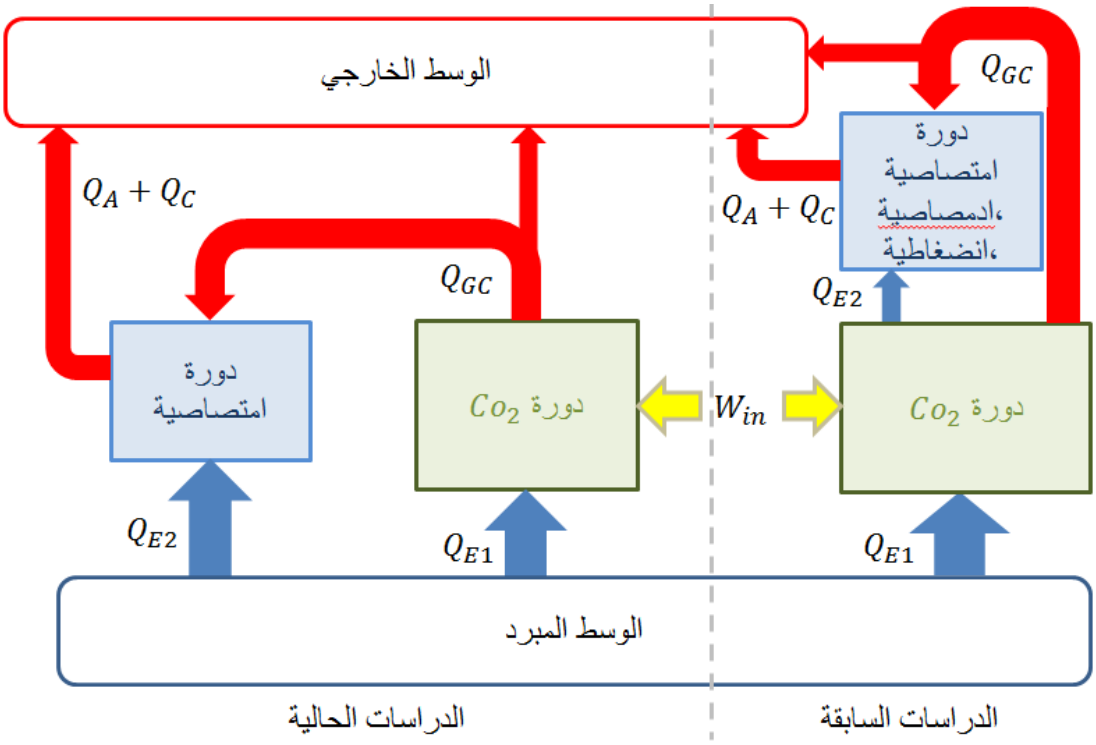
لوحظ من خلال ما جرى استعراضه في الفصول السابقة تركيز الدراسات السابقة على دراسة معامل الأداء للدورة الانضغاطية فوق الحرجة كمضخَّة حرارية أو دورة تبريدية وطرق زيادة معامل الأداء من خلال زيادة تبريد وسيط التبريد R744 بعد مبرد الغاز بهدف رفع كفاءه الدورة ، لذلك كان لا بدَّ من البحث في سبل أخرى لرفع كفاءة هذه الدورة والاستفادة من ميزاتها ، لذلك أُجريت دراسة لتأثير الاستفادة من كمية الحرارة المطروحة في مبرد الغاز لتشغيل دورة امتصاصية والاستفادة من أثرها التبريدي بجوار الأثر التبريدي للدورة الانضغاطية فوق الحرجة ، ومن أجل تحقيق شمولية أوسع لهذه الدراسة فقد أُجريت على ثلاث فرضيات ، الأولى وهي الدورة الانضغاطية الحرجة البسيطة مع الدورة الامتصاصية البسيطة ، وفي الفرض الثاني أُضيف مبادل استرجاعي للدورة الانضغاطية لدراسة تأثير هذا المبادل في أداء الدورة الهجينة قيد الدراسة ، أمَّا في الفرضية الثالثة فقد استبدلت الدورة الامتصاصية الأحادية البسيطة بدورة امتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفق تسلسلي نظراً لتناسبها مع مجال درجات الحرارة المتوافرة ولسهولة تنظيم عملها من الناحية العملية .

يُوضِّحُ هذا الفصل كلاً من الفرضيات الثلاثة السابقة الذكر من حيث التمثيل الرمزي للفرضيات والمعادلات الناظمة لكلِّ فرضية .

1- الجديد في هذا البحث :

يناقش هذا البحث الاستفادة من الحرارة المطروحة من مبرد الغاز للدورة الانضغاطية R744 وذات درجة الحرارة المرتفعة في تشغيل دورة تبريد امتصاصية أحادية المرحلة وثنائية المرحلة بحيث يعمل كلٌّ من مبخر الدورة الامتصاصية ومبخر الدورة الانضغاطية بالتوازي على تبريد الوسط المراد تبريده بشكل مباشر ، فيما اختصت

الدراسات السابقة بتشغيل دورة امتصاصية أحادية المرحلة فقط أو ادمصاصية بهدف زيادة تبريد وسيط التبريد R744 بعد مبرد الغاز[20] من أجل زيادة معامل أداء الدورة الانضغاطية فوق الحرجة ، يُوضِّحُ الشكل (4-1) تمثيلاً تخطيطياً لمبدأ عمل الدورة الهجينة قيد الدراسة وما يُميِّزها عن الدراسات السابقة من حيث المبدأ .



الشكل (4-1) يُوضِّحُ الاختلاف بين الدراسات السابقة والدراسة الحالية .

2-المعادلات الرياضية الحاكمة للنموذج :

يُعبَّر عن معامل أداء المضخَّة الحرارية للدورة الانضغاطية بالعلاقة :

$$COP_{HP} = \frac{Q_g + Q_{GC}}{W_{Com}} \qquad (3)$$

وأيضاً يُعبَّر عن معامل الأداء التبريدي للدورة الانضغاطية بالعلاقة :

$$COP_{CO_2} = \frac{Q_{E1}}{W_{Com}} \qquad (4)$$

بينما يُعطى معامل أداء الدورة الامتصاصية بعد إهمال عمل المضخَّة بسبب صغر عملها مقارنة بالاستطاعة الحرارية المقدمة لوعاء الفصل (المولد) بالعلاقة التالية :

$$COP_A = \frac{Q_{E2}}{Q_g} \tag{5}$$

بينما يُعطى معامل أداء الدورة الهجينة للحالة المدروسة بالعلاقة :

$$COP_{tot} = \frac{Q_{E1} + Q_{E2}}{W_{com}} \tag{6}$$

بالاستفادة من العلاقات (1) (2) (3) وبالتعويض في العلاقة (4) يمكن التعبير عن معامل الأداء للدورة الهجينة بدلالة معاملات الأداء الفرعية بالعلاقة :

$$COP_{tot} = COP_{CO_2} + COP_A \frac{Q_g}{W_{com}} \tag{7}$$

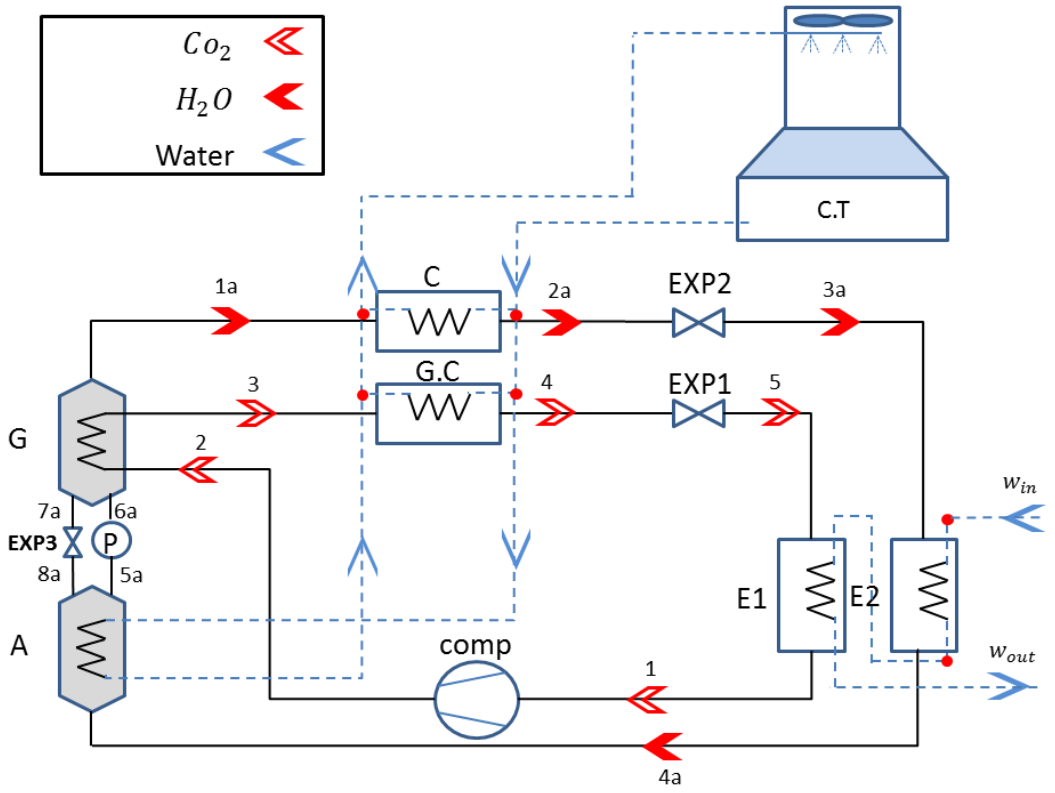
نلاحظ من العلاقة (7) أنَّ معامل الأداء للدورة الهجينة دائماً أعلى من كلٍّ من معاملات الأداء للدورة الامتصاصية والدورة الانضغاطية فوق الحرجة ، ويمر تغير معامل الأداء الإجمالي بثلاث مراحل تُشكِّل فيها النسبة بين الاستطاعة المستفادة في الوعاء المولد للدورة الامتصاصية آلة الاستطاعة المصروفة لتشغيل الضاغط الحد الفاصل لهذه المراحل الثلاث

3- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)

3-1- الوصف الثيرموديناميكي

يُوضِّحُ الشكل (4-2) مخططاً توضيحياً للدورة الهجينة قيد الدراسة في هذا البحث ، حيث يُرفع ضغط وسيط التبريد R744 من النقطة 1 إلى النقطة 2 بواسطة الضاغط (Comp) ليُطرح بعدها كمية من الحرارة Q_g عند درجة حرارة يمكن أن تصل إلى [°C]140 إلى مولد بخار وسيط التبريد (G) في الدورة الامتصاصية، حيث تُؤدِّي الدورة الانضغاطية دور المضخَّة الحرارية ، يخرج الوسيط R744 عند النقطة 3 بدرجة حرارة أعلى من

مدخل وعاء المولد 6a بمقدار Δt_{min}، تُطرح كمية إضافية من الحرارة من وسيط التبريد R744 من خلال مبرد الغاز(GC) مقدارها Q_{GC} ، يُخفَّضُ الضغط بواسطة صمام EXP1 التمدد من النقطة 4 إلى النقطة 5 لتُسحب بعدها كمية من الحرارة Q_{E1} من الوسط المبرد بواسطة المُبخِّر $(E1)$ (حيث إنَّ الوسط المراد تبريده في هذه الحالة هو المياه المستخدمة لوحدة معالجة الهواء في نظام تكييف) وتُؤدِّي الدورة الانضغاطية دور دورة التبريد في هذه الحالة ، ويعود وسيط التبريد إلى النقطة 1 ليتمم الدورة الثيرموديناميكية المغلقة لوسيط التبريد R744 .



الشكل (4–2) يُوضِّحُ الدورة الهجينة المقترحة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)

عندما يكتسب مولد بخار وسيط التبريد(G) في دورة التبريد الامتصاصية كمية من الحرارة يقوم بتحرير كمية من بخار وسيط التبريد H_2O مقدارها m_d عند النقطة 1a ليتكاثف بعدها في المكثِّف(C) ويخرج بحالة وسيط التبريد السائلة في النقطة 2a ، يُخفَّضُ ضغط وسيط التبريد بواسطة صمام التمدد EXP2، يدخل وسيط التبريد بحالته السائلة عند النقطة 3a إلى مبخر الدورة الامتصاصية (E2) ليمتصَّ كمية من الحرارة من الوسط المراد تبريده Q_{E2} (مياه تبريد وحدة معالجة الهواء في نظام التكييف) ، يخرج وسيط التبريد بحالة بخار مشبَّع عند

النقطة 4a ليدخل إلى وعاء الامتصاص (A) ويتحد مع كمية من المحلول الفقير القادم من وعاء المولد مقدارها m_a عند النقطة 8a ليشكِّل كمية من المحلول الغني m_r يجري ضخها بواسطة مضخَّة (P) من النقطة 5a إلى مدخل الوعاء المولد 6a لتتحرر مجدداً كمية من وسيط التبريد ويعود المحلول الفقير إلى وعاء الامتصاص ليجري الدورة الثيرموديناميكية للآلة الامتصاصية .

3-2- الموازنة الطاقية والكتلية لمكونات الدورة الهجينة:

3-2-1- الدورة الانضغاطية فوق الحرجة :

المُبخِّر E1 :

$$Q_{E1} = m_{CO_2}(h_1 - h_5) \quad (8)$$

عمل الضاغط (Com) :

$$W_{Com} = m_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

الحرارة المقدمة لوعاء المولد (G) :

$$Q_g = m_{CO_2}(h_2 - h_3) \quad (10)$$

مبرد الغاز (GC) :

$$Q_{GC} = m_{CO_2}(h_3 - h_4) \quad (11)$$

صمام التمدد (EXP1) :

$$h_4 = h_5 \quad (12)$$

تدفُّق وسيط التبريد ثابت في جميع مكونات الدورة الانضغاطية وهو m_{CO_2} .

3-2-2- الدورة الامتصاصية :

المكثِّف (C) :

$$Q_C = m_d(h_{1a} - h_{2a}) \quad (13)$$

صمام التمدد (EXP2) :

$$h_{2a} = h_{3a} \quad (14)$$

المُبخِّر (E2) :

$$Q_{E2} = m_d(h_{4a} - h_{3a}) \quad (15)$$

وعاء الامتصاص (A) :

$$Q_A = m_d h_{4a} + m_a h_{8a} - m_r h_{5a} \quad (16)$$

$$m_r = m_a + m_d \quad (17)$$

$$m_r \xi_r = m_a \xi_a + m_d \xi_d \quad (18)$$

المضخَّة (P) :

$$h_{5a} = h_{6a} \quad (19)$$

وذلك بسبب إهمال عمل المضخَّة لصغر قيمته بالمقارنة مع كميات الحرارة المتبادلة عن طريق وعاء المولد والامتصاص والمكثِّف والمُبخِّر .

وعاء المولد (G) :

$$Q_g = m_d h_{1a} + m_a h_{7a} - m_r h_{6a} \quad (20)$$

$$m_r = m_a + m_d \quad (21)$$

$$m_r \xi_r = m_a \xi_a + m_d \xi_d \quad (22)$$

وتُعطى نسبة معامل التدوير f بالعلاقة :

$$f = \frac{1-\xi_a}{\xi_r-\xi_a} = \frac{m_r}{m_d} \quad (23)$$

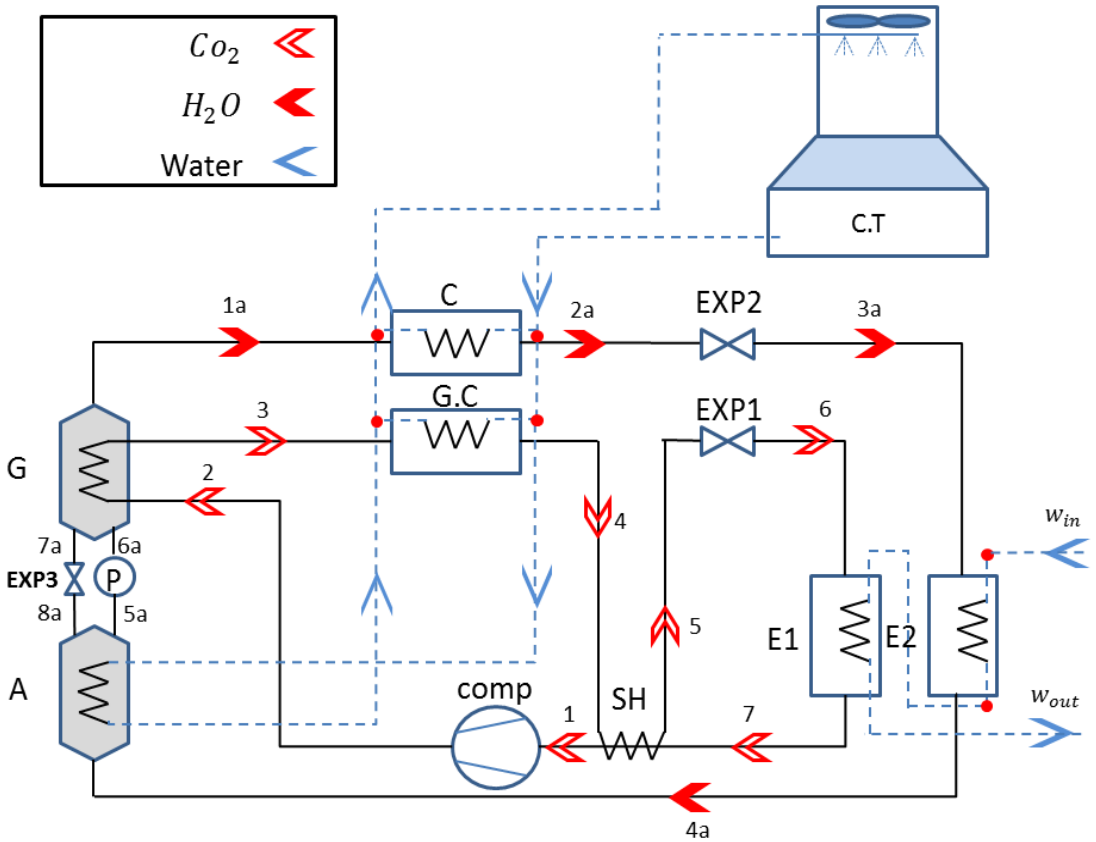
4- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)

4-1- الوصف الثيرموديناميكية:

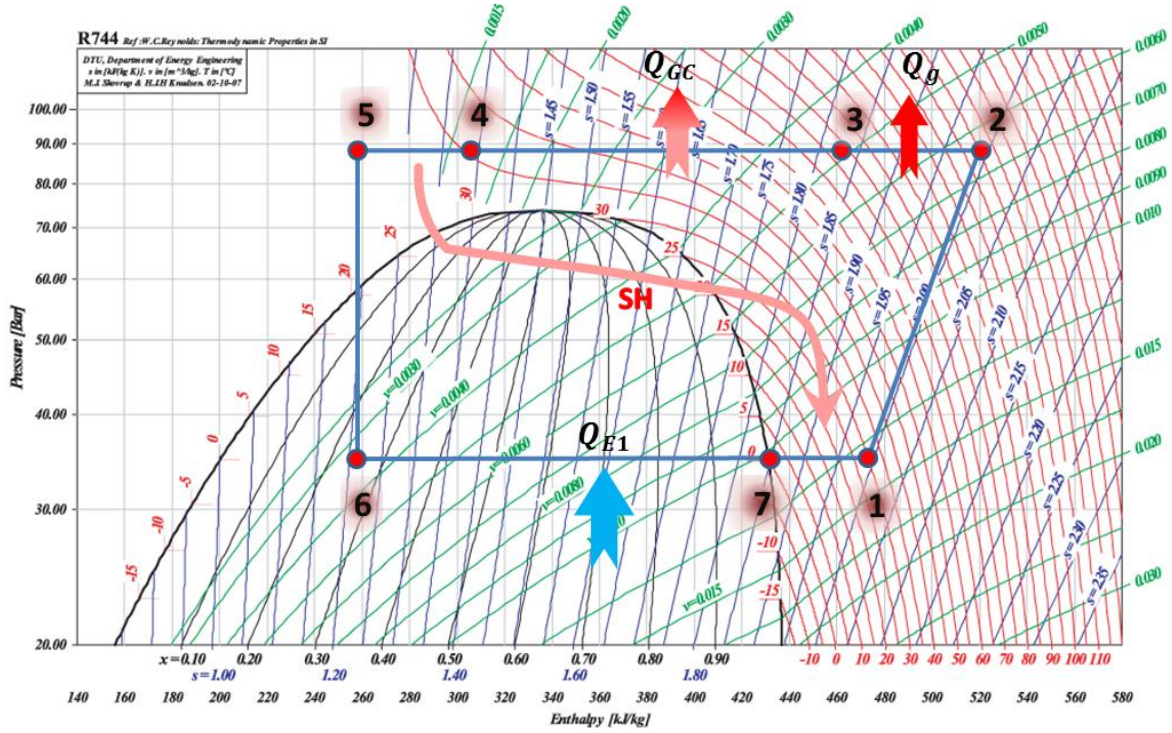
يُوضِّحُ الشكل (4-3) مخططاً توضيحياً للدورة الهجينة بوجود مبادل استرجاعي (SH) ، حيث يُرفع ضغط وسيط التبريد R744 من النقطة 1 إلى النقطة 2 بواسطة الضاغط (Comp) لتُطرح بعدها كمية من الحرارة Q_g إلى مولد بخار وسيط التبريد (G) في الدورة الامتصاصية، حيث تُؤدِّي الدورة الانضغاطية دور المضخَّة الحرارية، يخرج الوسيط R744 عند النقطة 3 بدرجة حرارة أعلى من مدخل وعاء المولّد 6a بمقدار Δt_{min}، تُطرحُ كمية اضافية من الحرارة من وسيط التبريد R744 من خلال مبرد الغاز(GC) مقدارها Q_{GC} ، يخرج وسيط التبريد من مبرد الغاز عند النقطة 4 بدرجة حرارة أعلى من درجة حرارة مياه التبريد بمقدار Δt_{min} ، ليجري بعدها زيادة تبريد وسيط التبريد R744 بواسطة المبادل الاسترجاعي (SH) ، ليُخفَّضَ الضغط بواسطة صمام التمدد EXP1 من النقطة 5 إلى النقطة 6 لتُسحب بعدها كمية من الحرارة Q_{E1} من الوسط المبرد بواسطة المُبخِّر $(E1)$ (حيث إنَّ الوسط المراد تبريده في هذه الحالة هو المياه المستخدمة لوحدة معالجة الهواء في نظام تكييف) وتُؤدِّي الدورة الانضغاطية دور دورة التبريد في هذه الحالة ، من ثمَّ يجري زيادة التسخين في المبادل الاسترجاعي حتى النقطة 1 ليتمم الدورة الثيرموديناميكية الانضغاطية المغلقة لوسيط التبريد R744 .

عندما يكتسب مولد بخار وسيط التبريد(G) في دورة التبريد الامتصاصية كمية من الحرارة يقوم بتحرير كمية من بخار وسيط التبريد H_2O مقدارها m_d عند النقطة 1a ليتكاثف بعدها في المكثِّف(C) ويخرج بحالة وسيط التبريد السائلة في النقطة 2a ، ويُخفَّضُ ضغط وسيط التبريد بواسطة صمام التمدد EXP2، يدخل وسيط التبريد

بحالته السائلة عند النقطة 3a إلى مبخر الدورة الامتصاصية (E2) ليمتصَّ كمية من الحرارة من الوسط المراد تبريده Q_{E2} (مياه تبريد وحدة معالجة الهواء في نظام التكييف) ، يخرج وسيط التبريد بحالة بخار مشبَّع عند النقطة 4a ليدخل إلى وعاء الامتصاص (A) ويتحد مع كمية من المحلول الفقير القادم من وعاء المولد مقدارها m_a عند النقطة 8a ليشكِّل كمية من المحلول الغني m_r يجري ضخها بواسطة مضخَّة (P) من النقطة 5a إلى مدخل الوعاء المولد 6a لتتحرر مجددا كمية من وسيط التبريد ويعود المحلول الفقير إلى وعاء الامتصاص ليتم الدورة الثيرموديناميكية للآلة الامتصاصية .



الشكل (4–3) يُوضِّحُ الدورة الهجينة المقترحة (انضغاطية CO_2 مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية أحادية المرحلة $BrLi/H_2O$)



الشكل (4-4) يُوضِّحُ تمثيل الدورة الانضغاطية R744 على مخطط $(\boldsymbol{log(P) - h})$

4-2- الموازنة الطاقية والكتلية لمكونات الدورة الهجينة:

4-2-1- الدورة الانضغاطية فوق الحرجة :

المُبخِّر E1 :

$$Q_{E1} = m_{CO_2}(h_7 - h_6) \quad (24)$$

عمل الضاغط (Com) :

$$W_{Com} = m_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad (25)$$

الحرارة المقدمة لوعاء المولد (G) :

$$Q_g = m_{CO_2}(h_2 - h_3) \quad (26)$$

مبرد الغاز (GC) :

$$Q_{GC} = m_{CO_2}(h_3 - h_4) \quad (27)$$

المبادل الاسترجاعي (SH) :

$$m_{CO_2}(h_4 - h_5) = m_{CO_2}(h_1 - h_7) \quad (28)$$

$$t_1 = t_7 + \Delta t_{SH} \quad (29)$$

صمام التمدد (EXP1) :

$$h_6 = h_5 \quad (30)$$

تدفُّق وسيط التبريد ثابت في جميع مكونات الدورة الانضغاطية وهو m_{CO_2} .

4-2-2- الدورة الامتصاصية :

المكثِّف (C) :

$$Q_C = m_d(h_{1a} - h_{2a}) \quad (31)$$

صمام التمدد(EXP2) :

$$h_{2a} = h_{3a} \quad (32)$$

المُبخِّر (E2) :

$$Q_{E2} = m_d(h_{4a} - h_{3a}) \quad (33)$$

وعاء الامتصاص (A) :

$$Q_A = m_d h_{4a} + m_a h_{8a} - m_r h_{5a} \quad (34)$$

$$m_r = m_a + m_d \quad (35)$$

$$m_r \xi_r = m_a \xi_a + m_d \xi_d \quad (36)$$

المضخَّة (P) :

$$h_{5a} = h_{6a} \quad (37)$$

وذلك بسبب إهمال عمل المضخَّة لصغر قيمته بالمقارنة مع كميات الحرارة المتبادلة عن طريق بقية المكونات

وعاء المولد (G) :

$$Q_g = m_d h_{1a} + m_a h_{7a} - m_r h_{6a} \quad (38)$$

$$m_r = m_a + m_d \quad (39)$$

$$m_r \xi_r = m_a \xi_a + m_d \xi_d \quad (40)$$

وتُعطى نسبة معامل التدوير f بالعلاقة :

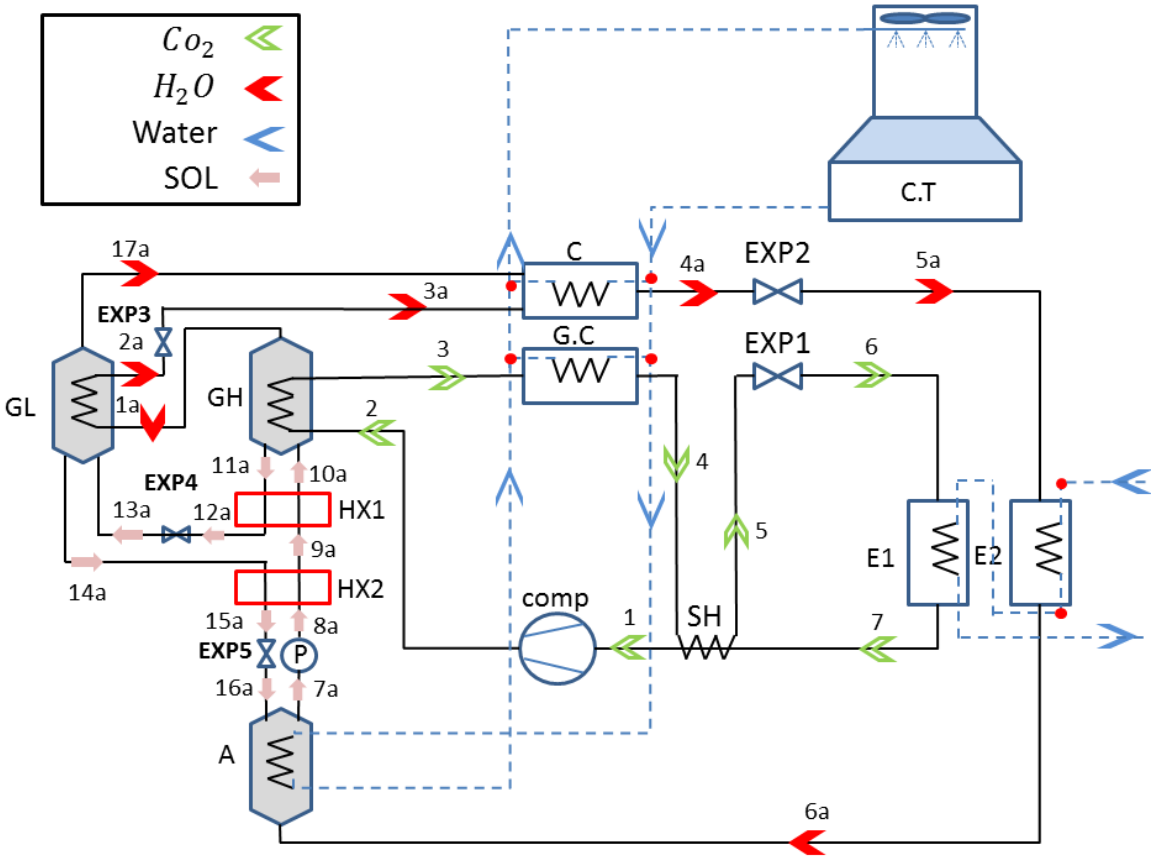
$$f = \frac{1 - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} = \frac{m_r}{m_d} \quad (41)$$

5- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH- امتصاصية ثنائية $BrLi/H_2O$ المرحلة ذات التدفُّق التسلسلي)

5-1- الوصف الثيرموديناميكي:

يُوضِّحُ الشكل (4-4) مخططاً توضيحياً للدورة الهجينة بوجود مبادل استرجاعي (SH) ، حيث يُرفع ضغط وسيط التبريد R744 من النقطة 1 إلى النقطة 2 بواسطة الضاغط (Comp) لتُطرحَ بعدها كمية من الحرارة Q_g إلى مولد بخار وسيط التبريد عالي الضغط (GH) في الدورة الامتصاصية، حيث تُؤدِّي الدورة الانضغاطية دور المضخَّة الحرارية ، يخرج الوسيط R744 عند النقطة 3 بدرجة حرارة أعلى من مدخل وعاء المولد عالي الضغط a11 بمقدار Δt_{min}، تُطرحُ كمية إضافية من الحرارة من وسيط التبريد R744 من خلال مبرد الغاز (GC) مقدارها Q_{GC} ، يخرج وسيط التبريد من مبرد الغاز عند النقطة 4 بدرجة حرارة أعلى من درجة حرارة مياه التبريد بمقدار Δt_{min} ، ليجري بعدها زيادة تبريد وسيط التبريد R744 بواسطة المبادل الاسترجاعي (SH) ، ليُخفَّضَ الضغط بواسطة صمام التمدد EXP1 من النقطة 5 إلى النقطة 6 لتُسحبَ بعدها كمية من الحرارة Q_{E1} من الوسط المبرد بواسطة المُبخِّر $(E1)$ (حيث إنَّ الوسط المراد تبريده في هذه الحالة هو المياه المستخدمة لوحدة معالجة الهواء في نظام تكييف) وتُؤدِّي الدورة الانضغاطية دور دورة التبريد في هذه الحالة ، من ثمَّ يجري زيادة

التسخين في المبادل الاسترجاعي (SH) حتى النقطة 1 ليتمم الدورة الثيرموديناميكية الانضغاطية المغلقة لوسيط التبريد R744 .



الشكل (4–5) يُوضِّحُ الدورة الهجينة المقترحة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $BrLi/H_2O$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي)

تحرر كمية الحرارة التي يأخذها الوعاء المولد عالي الضغط (GH) كمية من وسيط التبريد النقي H_2O مقدارها m_{dH} بمواصفات النقطة 1a من الحلول الغني ذي التركيز ξ_r ، الداخل إلى الوعاء المولد عالي الضغط من النقطة 10a بتدفُّق m_r ، وتبقى كمية من المحلول الفقير m_{aH} ذات التركيز ξ_{aH} تخرج بمواصفات النقطة 11a ، ثمَّ تُحررُ كمية اضافية من بخار وسيط التبريد النقي m_{dL} من هذه الكمية m_{aH} بالاستفادة من الحرارة التي يطرحها وسيط التبريد النقي الخارج من الوعاء المولد عالي الضغط 1a والذي يخرج بمواصفات النقطة 2a ليُخفَّضَ ضغطه بواسطة صمام تمدد EXP3 إلى ضغط المكثِّف حيث يجمع كمية وسيط التبريد H_2O لتُطرحَ كمية من الحرارة Q_C من المكثِّف ويخرج بعدها وسيط التبريد إلى صمام التمدد EPX2 ليخرج بضغط تبخر

الدورة الامتصاصية عند النقطة 5a ، تُسحب كمية من الحرارة Q_{E2} من مبخر الدورة الامتصاصية(E2) ويخرج وسيط التبريد H_2O متوجهاً إلى وعاء الامتصاص (A) ويطرح كمية من الحرارة Q_A ليتحد مع كمية المحلول الفقير m_{aL} بمواصفات النقطة 16a القادم من وعاء المولد منخفض (GL) بعد طرح كمية من الحرارة لتسخين المحلول الغني الخارج من وعاء الامتصاص إلى مواصفات النقطة 9a في المبادل الحراري HX2 ، يتشكَّلَ محلولٌ غني في وعاء الامتصاص يُدفعُ بواسطة مضخَّة المحلول (P) إلى الوعاء المولد عالي الضغط بعد اكتساب كمية من الحرارة بواسطة المبادلات HX2&HX1 ليتمم الدورة الثيرموديناميكية للدورة الامتصاصية الثنائية التسلسلية .

5-2- الموازنة الطاقية و الكتلية لمكونات الدورة الهجينة:

5-2-1- الدورة الانضغاطية فوق الحرجة :

المُبخِّر E1 :

$$Q_{E1} = m_{CO_2}(h_7 - h_6) \quad (42)$$

عمل الضاغط (Com) :

$$W_{Com} = m_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad (43)$$

الحرارة المقدمة لوعاء المولد عالي الضغط (GH) :

$$Q_g = m_{CO_2}(h_2 - h_3) \quad (44)$$

مبرد الغاز (GC) :

$$Q_{GC} = m_{CO_2}(h_3 - h_4) \quad (45)$$

المبادل الاسترجاعي (SH) :

$$m_{CO_2}(h_4 - h_5) = m_{CO_2}(h_1 - h_7) \quad (46)$$

$$t_1 = t_7 + \Delta t_{SH} \quad (47)$$

صمام التمدد (EXP1) :

$$h_6 = h_5 \quad (48)$$

تدفُّق وسيط التبريد ثابت في جميع مكونات الدورة الانضغاطية وهو m_{CO_2} .

5-2-2- الدورة الامتصاصية :

المكثِّف (C) :

$$Q_C = m_{dL}h_{17a} + m_{dH}h_{3a} - m_{dL}h_{4a} \quad (49)$$

$$m_{dL} + m_{dH} = m_d \quad (50)$$

صمام التمدد (EXP2) :

$$h_{5a} = h_{4a} \quad (51)$$

المُبخِّر (E2) :

$$Q_{E2} = m_d(h_{6a} - h_{5a}) \quad (52)$$

وعاء الامتصاص (A) :

$$Q_A = m_d h_{6a} + m_{aL}h_{16a} - m_r h_{7a} \quad (53)$$

$$m_r = m_{aL} + m_d \quad (54)$$

$$m_r \xi_r = m_{aL}\xi_{aL} + m_d \xi_d \quad (55)$$

المضخَّة (P) :

$$h_{8a} = h_{7a} \quad (56)$$

وذلك بسبب إهمال عمل المضخَّة لصغر قيمته بالمقارنة مع كميات الحرارة المتبادلة عن طريق وعاء المولد والامتصاص والمكثِّف والمُبخِّر .

المبادل الحراري (HX1) :

$$m_r(h_{9a} - h_{8a}) = m_{aL}(h_{14a} - h_{15a}) \quad (57)$$

$$\eta_{HX1} = (h_{9a} - h_{8a})/(h_{14a} - h_{8a}) \quad (58)$$

المبادل الحراري (HX2) :

$$m_r(h_{10a} - h_{9a}) = m_{aH}(h_{11a} - h_{12a}) \quad (59)$$

$$\eta_{HX2} = (h_{10a} - h_{9a})/(h_{11a} - h_{9a}) \quad (60)$$

وعاء المولد عالي الضغط (GH) :

$$Q_{GH} = m_{dH}h_{1a} + m_{aH}h_{11a} - m_r h_{10a} \quad (61)$$

$$m_r = m_{aH} + m_{dH} \quad (62)$$

$$m_r\xi_r = m_{aH}\xi_{aH} + m_{dH}\xi_d \quad (63)$$

وعاء المولد منخفض الضغط (GL) :

$$m_{dH}(h_{1a} - h_{2a}) = m_{dL}h_{17a} + m_{aL}h_{14a} - m_{aH}h_{13a} \quad (64)$$

$$m_{aH} = m_{aL} + m_{dL} \quad (65)$$

$$m_{aH}\xi_{aH} = m_{aL}\xi_{aL} + m_{dL}\xi_d \quad (66)$$

صمامات التمدد(EXP3&EXP4&EXP5) :

$$h_{3a} = h_{2a} \quad (67)$$

$$h_{13a} = h_{12a} \quad (68)$$

$$h_{16a} = h_{15a} \quad (69)$$

الفصل الخامس:

النمذجة الحاسوبية

تمهيد:

نظراً لكثرة المتغيرات في الدراسة الحالية كان لا بدَّ من تبسيط النماذج المدروسة وذلك باستخدام بعض الفرضيات الأساسية ودراسة الحالة المستقرة للنظام المدروس ، وأيضاً وكما هو الحال لنمذجة أيِّ نظام لا بدَّ من تحديد شروط حدية للحالة المدروسة وفق الفرضيات التبسيط المستخدمة بهدف ضبط حدود النظام المدروس وملاءمته للتطبيقات التي ستعتمد على الدراسة لاحقاً ، وهذا ما جرى تحديده في هذا الفصل إضافة لتوضيح طريقة الحلِّ المتَّبعة في كلِّ حالة مدروسة .

1- الفرضيات والشروط الحدية :

1-1- الفرضيات الاساسية للدراسة :

1- التطبيق الذي يُستخدم في هذه الدراسة (تبريد مياه لاستخدامها في وحدة معالجة هواء بغرض التكييف $t_{w_{in}} = 15℃ \ \& \ t_{w_{out}} = 5℃$).

2- المنطقة المرتبطة بهذه الدراسة (مدينة دمشق – درجة الحرارة الجافة 40℃ و الرطوبة النسبية 20% ودرجة الحرارة الرطبة 23℃) بحسب الكود السوري للعزل .

3- الضياعات الحرارية وضياعات الضغط مهملة

4- عمل المضخَّة في آلة التبريد الامتصاصية مهملة نظراً لانخفاض قيمتها بالمقارنة مع المكونات الاخرى.

5- فرق درجات الحرارة الأصغر في عمليات التبادل الحراري $\Delta t_{min} = 5°C$ ، بقية مواصفات المبادل الحراري (مساحة سطح تبادل حراري , تدفُّق , معامل التوصيل) قابلة للتعديل للوصول إلى الفرض.

6- درجة الحرارة العظمى التي يمكن الوصول إليها عند مخرج ضاغط آلة التبريد الانضغاطية هو $140°C$ بحسب الدراسات السابقة لضمان عدم تخريب زيت وأجزاء الضاغط .

1-2- الشروط العامة الناتجة عن الفرضيات الأساسية للدراسة

1- درجة حرارة التبخر في آلة التبريد الامتصاصية $t_{O_A} = 5°C$ (لضمان عدم حدوث تجمد لوسيط التبريد عند مخرج صمام التمدد)

2- درجة حرارة التبخر في آلة التبريد الانضغاطية $0°C$ ، لتلائم أغراض التكييف(درجة حرارة وسطية لوشيعة التبريد مقدارها $10°C$).

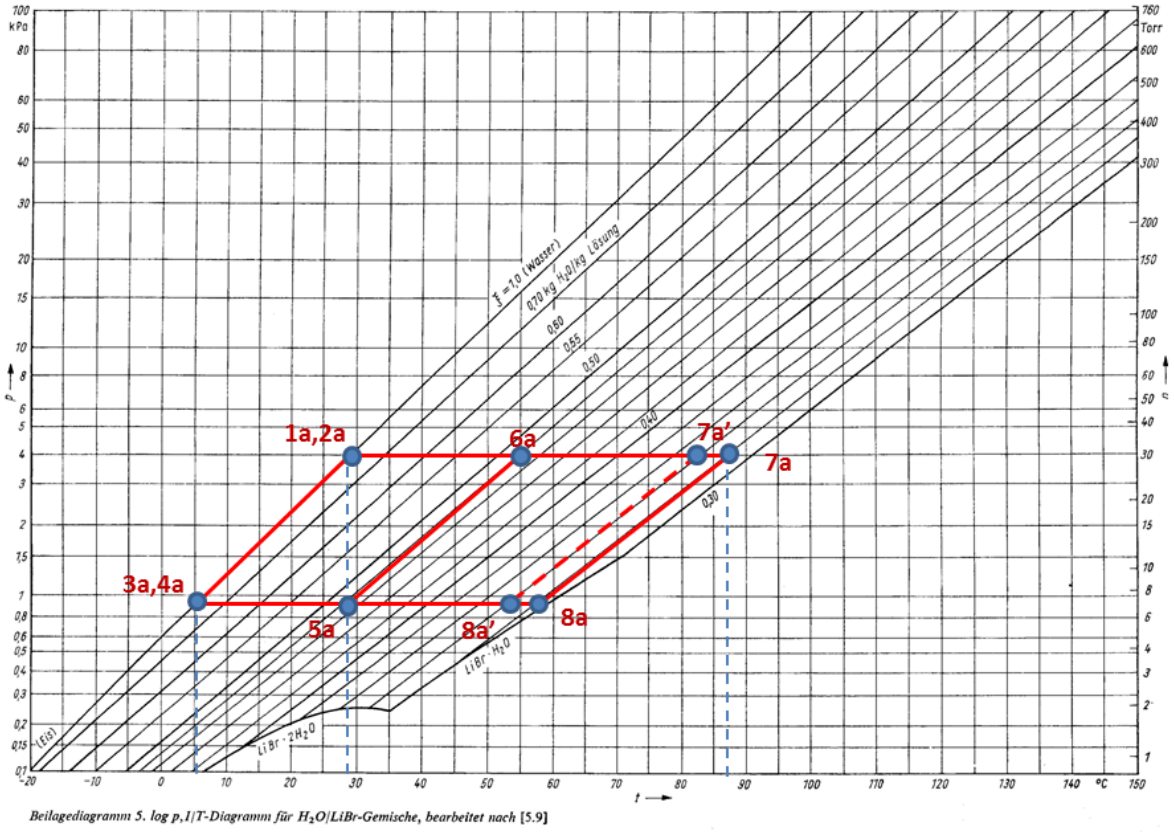
3- درجة حرارة التكاثف ودرجة حرارة الوعاء الماص لآلة التبريد الامتصاصية ودرجة حرارة مخرج مبرد الغاز في آلة التبريد الانضغاطية $28°C$ في الحالة المثالية لبرج تبريد ، أو $35°C$ للحالة العملية (حيث استُخدم برج التبريد بهدف زيادة تبريد وسيط التشغيل R744 ، ونظرا لعدم استخدام برج تبريد في أي من الدراسات السابقة) .

شروط خاصة لكلٍّ حالة من الحالات مدروسة :

1-2-1- الدورة الهجينة (الانضغاطية $R744$ – امتصاصية $H_2O/BrLi$ أحادية المرحلة)

- درجة حرارة الوعاء المولد لوسيط التبريد في الدورة الهجينة المقترحة مرتبطة بدرجة حرارة مخرج وسيط التبريد من الضاغط حتى الوصول إلى درجة الحرارة العظمى لوعاء المولد التي تضمن عدم حدوث تبلور للمحلول الموضحة على المخطط $t_{g_{max}} = t_{7a}$ ، حيث احتمالية حدوث التبلور يحددها مدى اقتراب النقطة 8a من منحني التبلور كما هو موضَّحٌ في الشكل (5-1) حيث يجري تغيير درجة حرارة وعاء المولد '7a بين قيمة

عظمى تحددها النقطة 7a وقيمة دنيا تحددها النقطة 6a وعند درجة حرارة أعلى من $t_{g_{max}}$ يجري المحافظة على درجة حرارة الوعاء المولّد مع الاستفادة من كمية الحرارة الإضافية الناتجة عن زيادة درجة حرارة مخرج ضاغط .



الشكل (5−1) يُوضِّحُ الدورة الثيرموديناميكية للدورة الامتصاصية الأحادية على مخطط $(Log\ P - 1/T)$

وفق الشكل (5−1) فإنَّ درجة الحرارة العظمى لوعاء الفصل التي تضمن عدم حدوث تبلور للمحلول $t_{g_{max}} = 88°C$ وأقل درجة حرارة مسموح بها لوعاء الفصل محددة بدرجة حرارة الوعاء المولد وتركيز المحلول الغني هي $t_{g_{min}} = 70°C$ وذلك في الحالة المثالية لبرج التبريد ، أمَّا في الحالة العملية $t_{g_{max}} = 95°C$ ودرجة الحرارة الصغرى .

1-2-2- الدورة الهجينة (الانضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH- امتصاصية $H_2O/BrLi$ أحادية المرحلة).

يُعدُّ المحدد الاساسي في هذه الفرضية هو مقدار زيادة التسخين بعد المُبخِّر بواسطة المبادل الاسترجاعي ، حيث انه يجري التسخين من درجة حرارة التبخر $t_{O_{Co_2}}$ وحتى درجة حرارة الدخول إلى الضاغط t_1 والتي تتراوح من الحدَّ الأدنى وهو درجة حرارة الخروج من المُبخِّر والمساوية لدرجة حرارة التبخر $t_{O_{Co_2}}$ وتُمثِّل هذه الحالة حالة عدم وجود مبادل استرجاعي ، وحتى درجة حرارة عظمى تقدر

$$t_{1,max} = t_4 - \Delta t_{min} \quad (70)$$

وفق الفرضيات الأساسية والتعويض بالعلاقة (70) يكون الحد الأعلى $t_{1,max} = 23℃$ وذلك من أجل درجة حرارة تكاثف $28℃$ ، و$t_{1,max} = 30℃$ عند درجة حرارة تكاثف $35℃$ والحد الأدنى هو أي قيمة أعلى من درجة حرارة تبخر الوسيط R744 وسيجري افتراضها $t_{1,min} = 5℃$ واختيار خطوة للدراسة مقدارها 5 درجات بين كل عملية حل واخرى لمقدار زيادة التسخين Δt_{SH}

$$\Delta t_{SH} = t_1 - t_7 \quad (71)$$

تبقى شروط الدراسة للدورة الامتصاصية مطابقة للحالة السابقة دون أي تغيير نظرا لثبات مكوناتها من ناحية وارتباطها بالدورة الانضغاطية بكمية الحرارة في الوعاء المولد ودرجة حرارة الوعاء المولد اللتين ستجري الدراسة عليهما .

1-2-3- الدورة الهجينة (الانضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH- امتصاصية $H_2O/BrLi$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي).

الشروط الحدية بالنسبة لهذه الحالة هي الشروط نفسها للحالة السابقة نظراً لعدم تغيير مكونات الدورة الانضغاطية

بالنسبة للدورة الامتصاصية فإنَّ درجة حرارة مخرج وعاء الفصل ذي الضغط المرتفع t_{11a} يجب أن تحقق المعادلة التالية :

$$t_{11a} = t_2 - \Delta t_{min} \quad (72)$$

وكذلك بالنسبة لدرجة حرارة مدخل وعاء الفصل عالي الضغط فيجب أن تحقق العلاقة التالية :

$$t_{10a} = t_3 - \Delta t_{min} \quad (73)$$

كما أنَّه يجب أن تحقق درجة حرارة تكاثف وسيط التبريد من النقطة 1a إلى النقطة 2a فرق في درجات الحرارة بحيث تكون درجة حرارة هاتين النقطتين أعلى من درجة حرارة مخرج وعاء الفصل منخفض الضغط 14a عند أيِّ حالة تشغيل لتحقيق عملية التبادل الحراري داخل الوعاء ، وبما أنَّ درجة حرارة وعاء الفصل منخفض الضغط مرتبطة بظاهرة حدوث التبلور جرى استنتاج القيم الحدية لدرجة حرارة وعاء الفصل عالي الضغط كمتغير متعلق بدرجة حرارة وعاء الفصل منخفض الضغط وفق الجدول (5−1) حيث جرى الاستعانة ببرنامج EES لتحديد هذه القيم من أجل درجة حرارة تكاثف 28℃ والقيم الحدية في الجدول (5−2) من أجل درجة حرارة تكاثف 35℃.

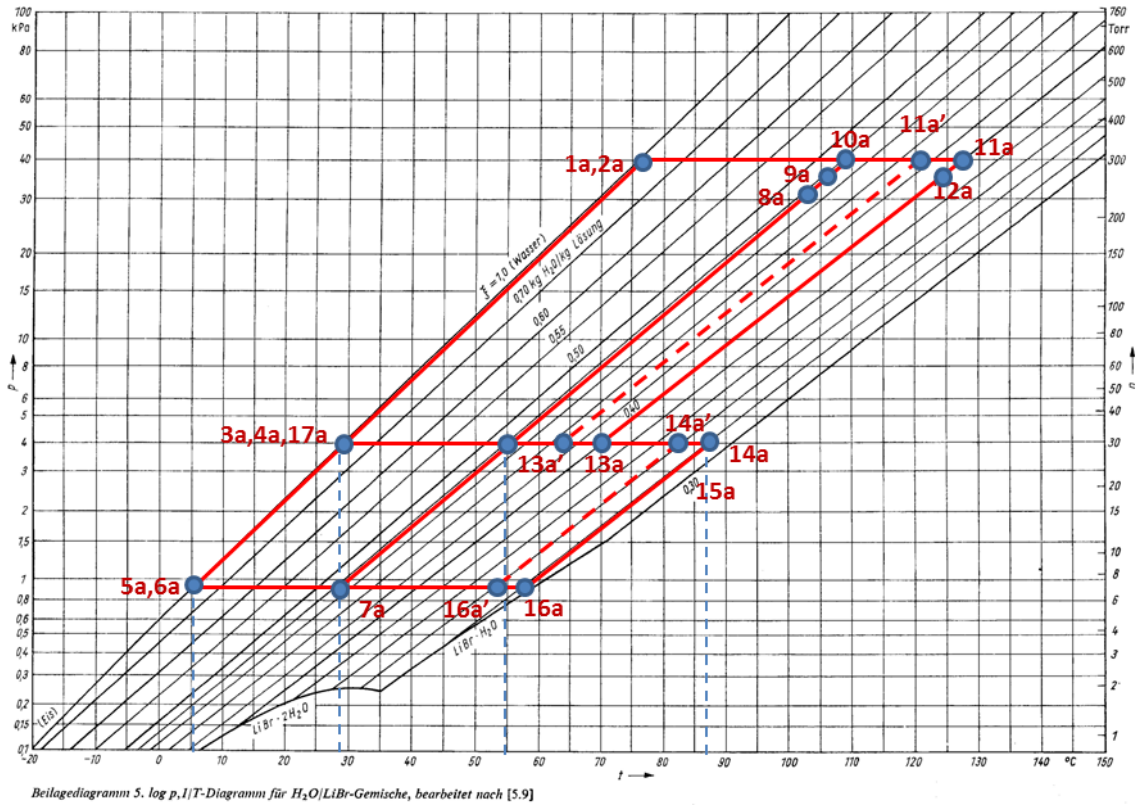
الجدول (5−1) يُوضِّحُ الحدود الدنيا والعليا لدرجة حرارة الوعاء المولد عالي الضغط بدلالة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط من أجل حرارة تكاثف 28℃.

t_{GL}[℃]	$t_{GH_{max}}$[℃]	$t_{GH_{min}}$[℃]
55	91	90
60	102	96
65	113	102
70	124	108
75	136	113
80	147	119
88	167	128

الجدول (5– 2) يُوضِّحُ الحدود الدنيا والعليا لدرجة حرارة الوعاء المولد عالي الضغط بدلالة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط من أجل حرارة تكاثف 35℃.

t_{GL}[℃]	$t_{GH_{max}}$[℃]	$t_{GH_{min}}$[℃]
70	116	115.1
75	127	121
80	138	127
85	148	133

يجري في الدراسة تغيير درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وفق الخط المنقط '14a'&16a الموضَّح بالشكل (5–2) بين القيمة العليا والدنيا ، لدراسة تأثير تغير درجة حرارة وعاء الفصل منخفض الضغط ، يرافق تغيرَ درجة حرارة وعاء الفصل منخفض الضغط تغيرٌ في درجة حرارة وعاء الفصل الممثل بالخط المنقط '11a'&13a الموضح بالشكل (5–2) وفق الحدود الدنيا والعليا لكلِّ حالة ، وذلك لدراسة أثر تغير درجة حرارة وعاء الفصل عالي الضغط.



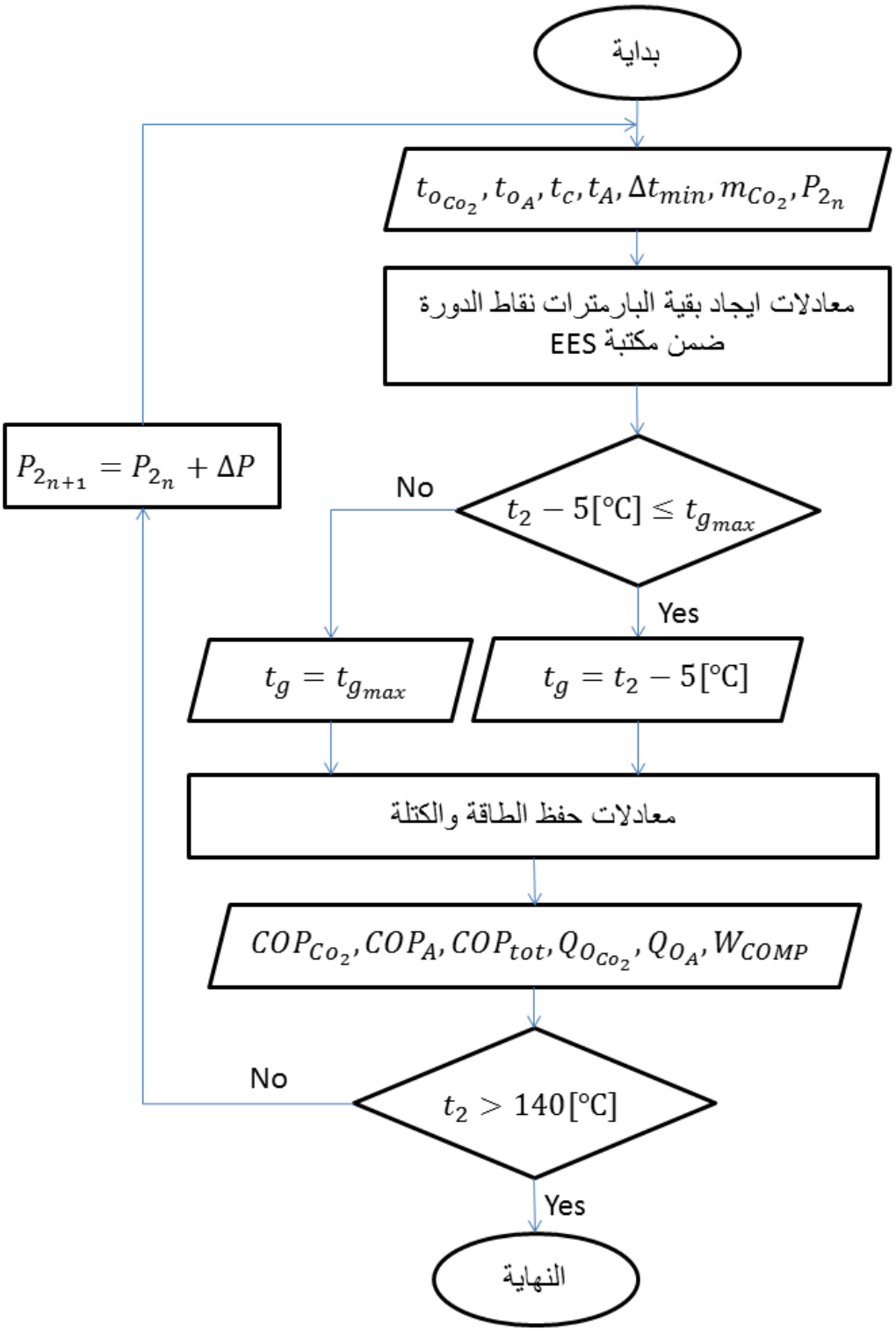
الشكل (5–2) يُوضِّحُ الدورة الثيرموديناميكية للدورة الامتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي على مخطط $(Log\ P - 1/T)$

2-برنامج EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)

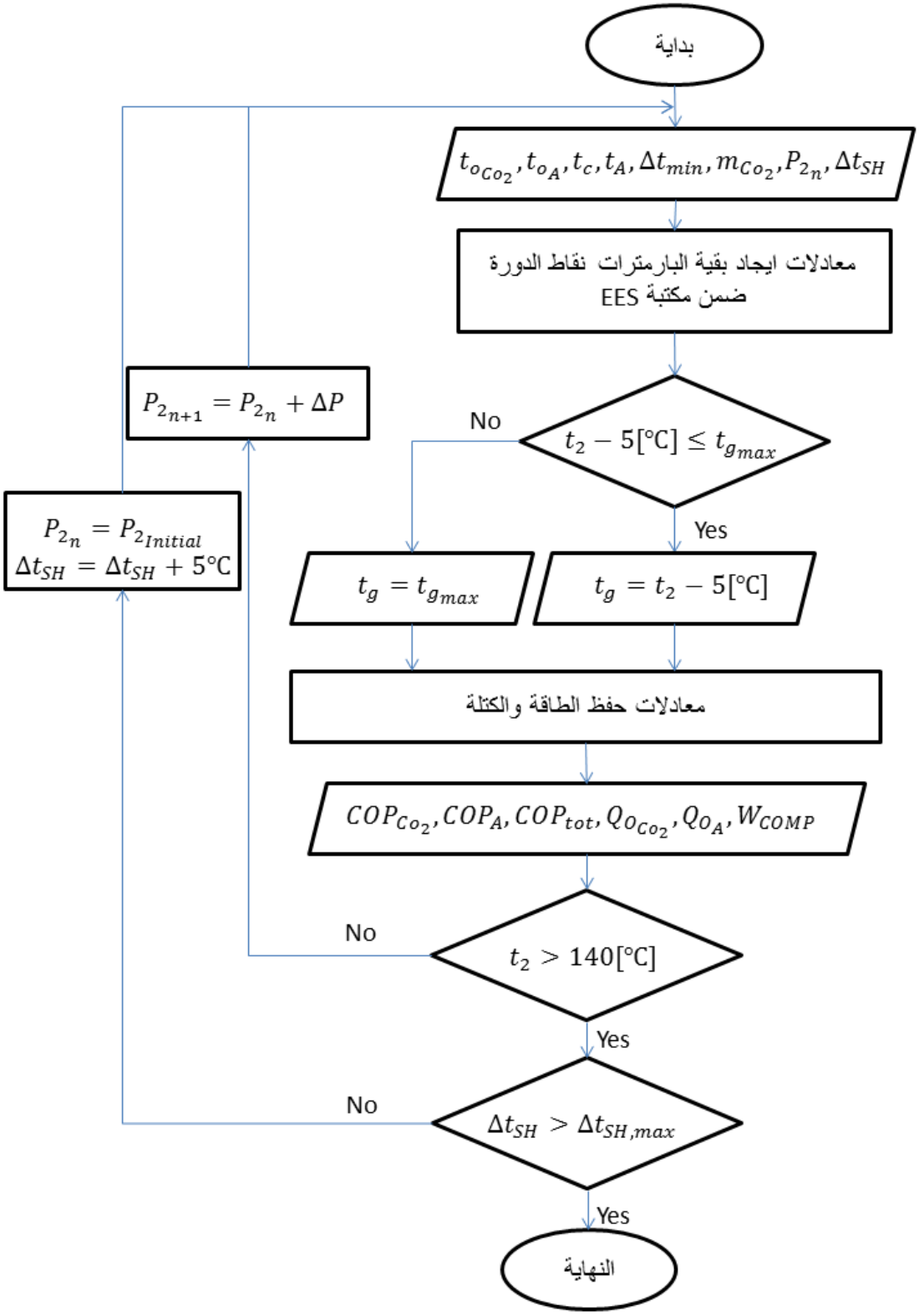
هو برنامج لحلِّ مجموعة من المعادلات الجبرية والتفاضلية ذات متغيرات معقدة ، ويعطي حلولاً مثلى ، ويعطي مخططات خطية ولا خطية ويبسط دراسة النماذج والمعادلات الرياضية ، إضافة إلى أنَّه يقوم بتجميع وتمييز المعادلات الواجب حلها في الوقت نفسه وهذا ما يبسط العملية على المستخدم ويضمن أن يكون الحلُّ بكفاءة عالية ، كما أنَّ له أهمية خاصة في تأمين توابع رياضية وثيرموديناميكية لإيجاد الخواص الثيرموديناميكية لعدد كبير من المواد (بخار ماء ، وسائط تبريد ، هواء رطب، ...) كما ويُعدُّ برنامجاً مفيداً للمسائل التصميمية حيث يمكن من خلاله دراسة تأثير بارامترات مختلفة في بقية البارامترات كما جرى في هذه الدراسة .

أُدخلت معادلات حفظ الطاقة والكتلة المعبرة عن كلِّ جزءٍ من أجزاء الدورة المدروسة في القسم المخصص لإدخال المعادلات الرياضية إضافة إلى تعريف الشروط الحدية وإجراء الدراسة على جميع بارامترات الدورة ومن ثمَّ استخراج النتائج المطلوبة على شكل قيم عددية ومخططات .

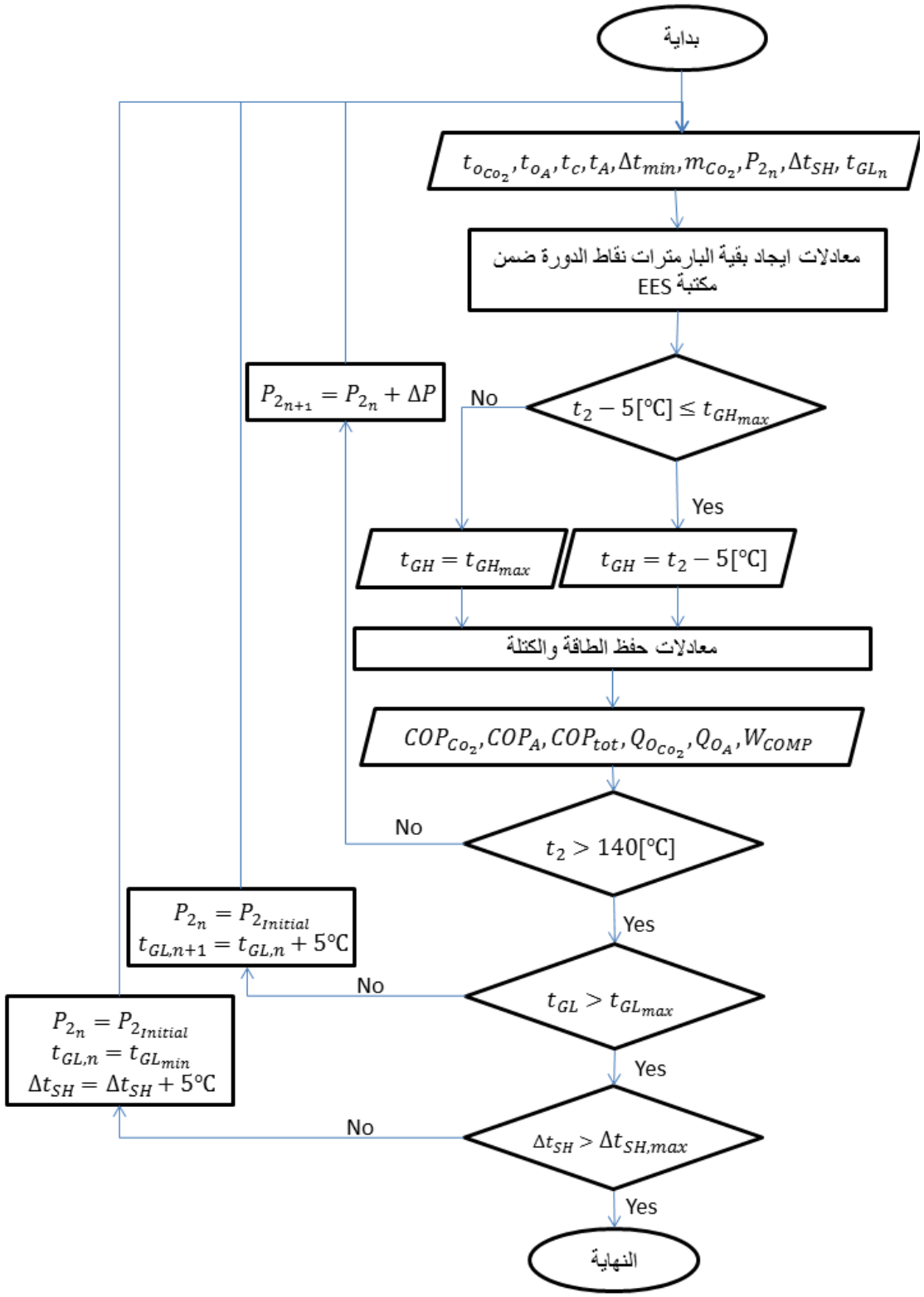
تُوضِّحُ الأشكال (5-3)&(5-4)&(5-5) المخططات الصندوقية لعملية حلَّ النماذج الثلاثة المدروسة وفق برنامج EES .



الشكل (5–3) المخطط الصندوقي لعملية حلّ الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $H_2O/LiBr$ أحادية المرحلة)



الشكل (5-4) المخطط الصندوقي لعملية حلّ الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH- امتصاصية $H_2O/LiBr$ أحادية المرحلة)



الشكل (5- 5) المخطط الصندوقي لعملية حلّ الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH– امتصاصية $H_2O/LiBr$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي)

الفصل السادس:

النتائج ومناقشتها

تمهيد :

تُعرض في هذا الفصل نتائج المحاكاة الحاسوبية للأنظمة الثلاثة المقترحة بالإضافة لإجراء مقارنة بينها لتحديد الحالة الأفضل ، من ثمَّ إجراء مقارنة مع دورة تبريد بوسيط تشغيلR744 تقليدية يمكن أن تستخدم في هذا التطبيق لتحديد مدى رفع معامل الأداء الذي يمكن أن يحدث في هذه الدراسة إضافة لمقارنة مقدار زيادة معامل الأداء مع الدراسات المرجعية السابقة .

1-الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ – امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)

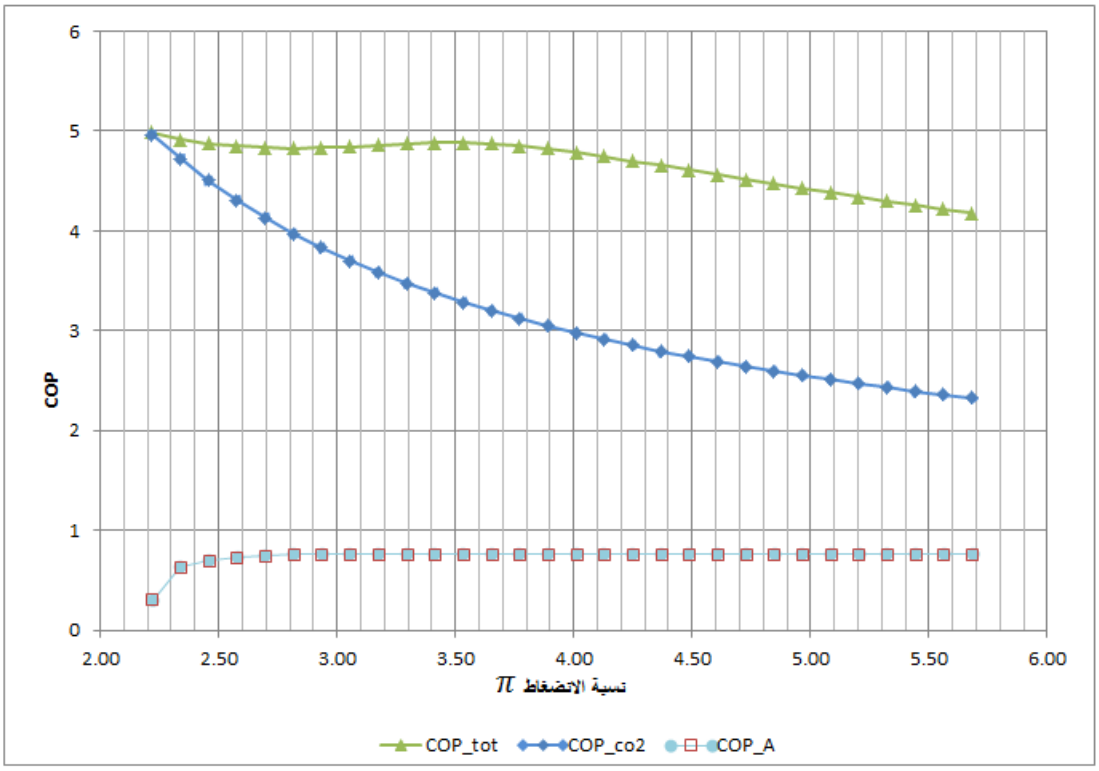
1-1- تأثير زيادة ضغط مخرج الضاغط في معامل الأداء :

يُوضِّحُ الشكل (6-1) أنَّ معامل أداء الدورة الامتصاصية يزداد بزيادة ضغط مخرج الضاغط أي بزيادة درجة حرارة وعاء الفصل وأيضاً انخفاض معامل أداء الدورة الانضغاطية ومن ثمَّ فإنَّ عملية المحاكاة صحيحة .

ونلاحظ أيضاً أنَّ معامل الأداء الإجمالي للدورة الهجينة دائما أعلى من معامل الأداء لكلٍّ من الدورة الامتصاصية والانضغاطية بشكل مفرد وهو ما يوافق النتيجة المتوقعة من العلاقة (7) .

عند درجة حرارة تكاثف 28°C : نلاحظ تغيرات منحني معامل الأداء الإجمالي وانقسامه إلى ثلاث مراحل ، يبدأ معامل الأداء الإجمالي من قيمة عظمى بسبب ارتفاع معامل الأداء للدورة الانضغاطية ، ومن ثمَّ نلاحظ انخفاض معامل الأداء الإجمالي بسبب التناقص الكبير في معامل أداء الدورة الانضغاطية بالرغم من ازدياد معامل أداء الدورة الامتصاصية إلَّا أنَّ النسبة Q_g/W_{com} تقوم بتخميد هذه الزيادة لأنَّها تكون أقل من 1 كما هو موضَّحٌ في الشكل (6-2) حيث إنَّ النهاية الدنيا المتشكلة في نهاية المرحلة الأولى بسبب تساوي الاستطاعة

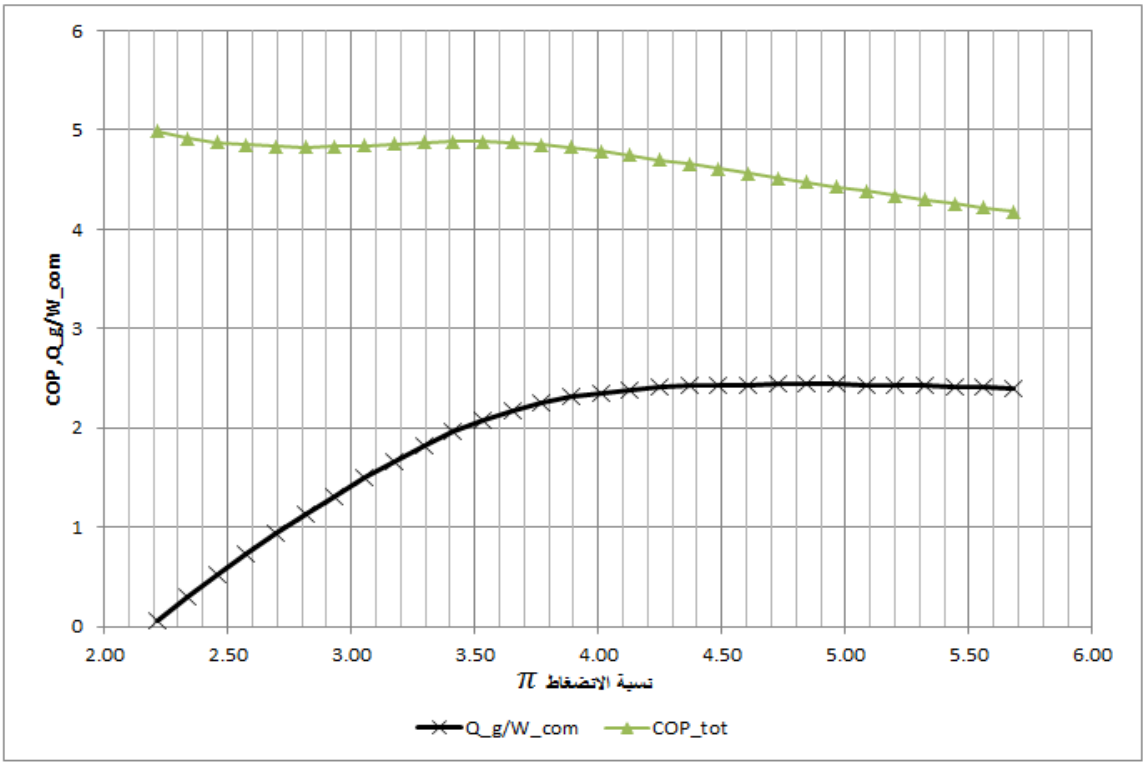
المصروفة على الضاغط مع الاستطاعة المعطاة إلى وعاء الفصل ثمَّ يعود معامل الأداء إلى الزيادة بالرغم من انخفاض معامل أداء الدورة الانضغاطية وشبه الاستقرار في زيادة معامل أداء الدورة الامتصاصية ، بسبب ازدياد النسبة Q_g/W_{Com} بشكل كبير حتى يصل إلى نهاية عظمى ومن ثمَّ يعود للانخفاض بسبب الانحدار الكبير في قيمة معامل أداء الدورة الانضغاطية فوق الحرجة .



الشكل(6−1) علاقة تغير كلٍّ من معامل الأداء للدورة الامتصاصية والانضغاطية والهجينة بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف28°C

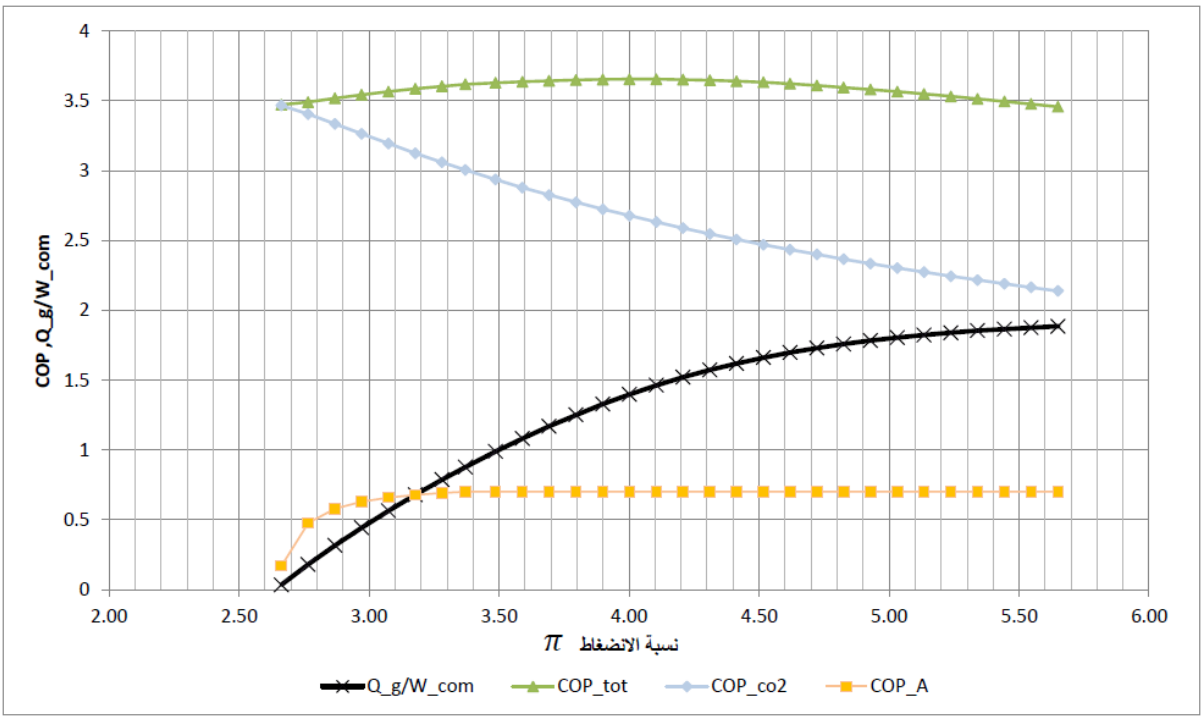
تبلغ أعلى قيمة لمعامل الأداء الإجمالي ضمن مجال الدراسة القيمة $COP_{tot} = 4.98$ بزيادة قدرها 0.38% عند نسبة انضغاط قدرها 2.22 وباستطاعة تبريدية وقدرها $Q_{tot} = 154.68[kw]$ ، بينما تبلغ القيمة العظمى الثانية $COP_{tot} = 4.89$ وبزيادة بمعامل الأداء مقدارها 48.74% عند نسبة انضغاط قدرها 3.53 واستطاعة تبريدية $Q_{tot} = 254.98[kw]$ ، يجب التمييز بين الحالتين من حيث كمية وسيط التبريد المستخدمة حيث إنَّه في حال استخدام الدورة الهجينة من أجل استطاعات تبريدية كبيرة فإنَّه من أجل الحالة الأولى سيجري استخدام كمية كبيرة من وسيط التبريد ومن ثمَّ زيادة قدرة الانفلات للغاز الناتجة عن الضغط المرتفع إضافة إلى زيادة

غير مبررة في حجم التجهيزات ،ومن ثمَّ فإنَّه من أجل الاستطاعات التبريدية الكبيرة نلجأ إلى استخدام الحالة الثانية .



الشكل (6–2) يُوضِّحُ زيادة النسبة Q_g/W_{com} مع ازدياد ضغط مخرج الضاغط ويُوضِّحُ علاقتها مع تغير معامل الأداء الإجمالي عند درجة حرارة تكاثف28°C

عند درجة حرارة تكاثف 35°C : من أهم الملاحظات عند ارتفاع درجة حرارة التكاثف هو اختفاء منطقة تناقص معامل الأداء للدورة الهجينة في بداية مجال الدراسة ،الشكل (6–3)، مع بقائه أعلى من معاملات الأداء للدورة الانضغاطية R744 والامتصاصية بشكل مفرد ، يعود سبب اختفاء هذه المنطقة لارتفاع نسبة الانضغاط ودرجة الحرارة اللازمة لعمل الدورة الامتصاصية ، للمنحني قيمة مميزة عظمى لمعامل الأداء 3.66 بنسبة زيادة 36.57% عند نسبة انضغاط 4 وإنتاجية تبريدية إجمالية قدرها $Q_{tot} = 213.4[kW]$ حيث نلاحظ انخفاض مؤشرات الدورة الهجينة عند ارتفاع درجة حرارة التكاثف وهو أمر متوقع نظراً لزيادة الفرق بين درجة حرارة التبخر والتكاثف وهو وما يؤثر في معامل الأداء لكلٍّ من الدورة الانضغاطية والامتصاصية في الدورة الهجينة .

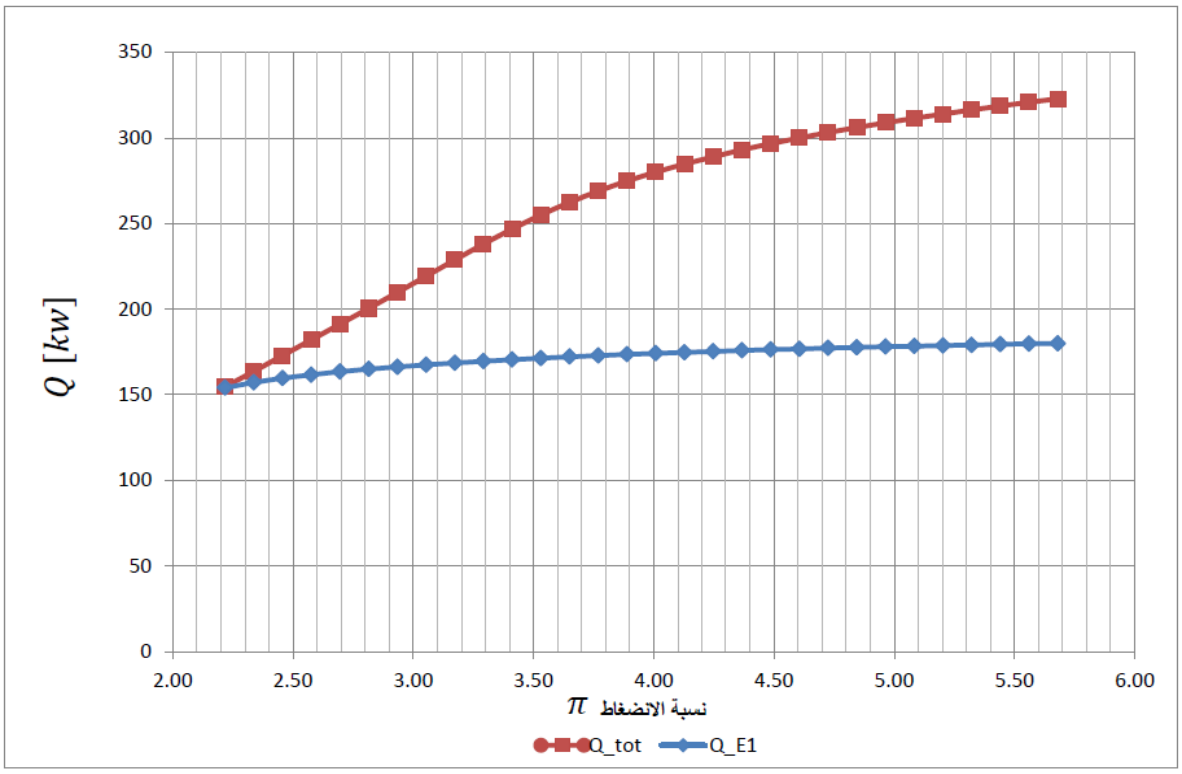


الشكل(6–3) علاقة تغير كلٍّ من معامل الأداء للدورة الامتصاصية والانضغاطية والهجينة بالإضافة لتغير نسبة الانضغاط بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف35°C بدلالة Q_g/W_{com}

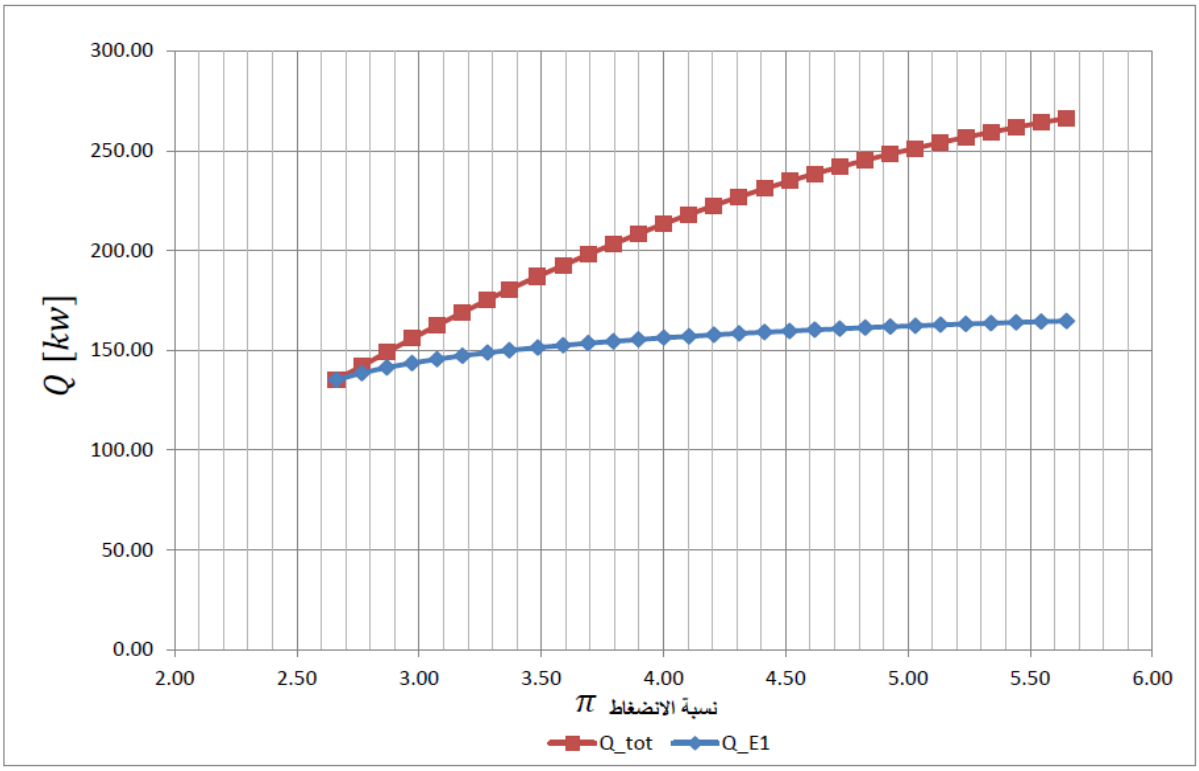
6–2– تأثير نسبة الانضغاط في الاستطاعة التبريدية :

عند درجة حرارة تكاثف 28°C : يُوضِّحُ الشكل (6–4) ازدياد الاستطاعة التبريدية الإجمالية Q_{tot} بشكل كبير بزيادة ضغط مخرج الضاغط ويصل لقيمة $320[kW]$، بينما تكون زيادة الاستطاعة التبريدية للدورة الانضغاطية المفردة بشكل أقل ونسبة زيادة قليلة مقابل تزايد كبير في نسبة الانضغاط ، حيث إنَّه ضمن مجال الدراسة أقل قيمة لتخفيض نسبة الانضغاط توافق أعلى قيمة لمعامل الأداء ضمن المجال الأول حيث خُفِّضت نسبة الانضغاط من القيمة 2.24 إلى 2.22 بينما بلغت أعلى قيمة لتخفيض نسبة الانضغاط من 5.65 إلى 2.55 لإنتاج استطاعة تبريدية قدرها $Q_{tot} = 180\ [kW]$.

عند درجة حرارة تكاثف 35°C : يحافظ منحني الاستطاعة التبريدية على شكله مع ملاحظة انخفاض قيمة الاستطاعة التبريدية الإجمالية ، الشكل (6–5)، والتي تصل كحدٍّ اقصى $Q_{tot} = 266.3\ [kW]$ بنسبة زيادة 61.69% بينما تُخفَّض نسبة الانضغاط من 5.65 إلى 3.1 لإنتاج استطاعة تبريدية $Q_{tot} = 164.7[kW]$.



الشكل(6-4) يُوضِّحُ ازدياد كلٍّ من الاستطاعة التبريدية الإجمالية والاستطاعة التبريدية للدورة الانضغاطية بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف28°C.

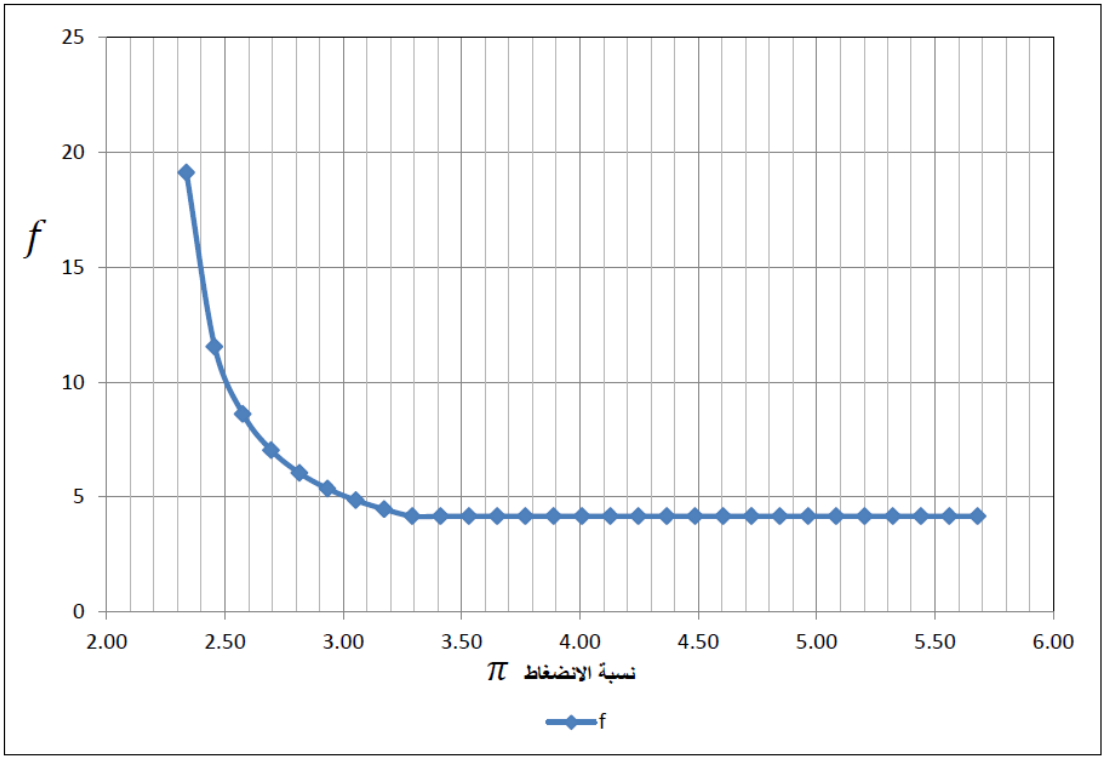


الشكل(6-5) يُوضِّحُ ازدياد كلٍّ من الاستطاعة التبريدية الإجمالية والاستطاعة التبريدية للدورة الانضغاطية بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف35°C.

1-3- تأثير نسبة الانضغاط في نسبة معامل تدوير الدورة الامتصاصي f :

كما هو معروف فإنَّ نسبة معامل تدوير تتعلق بدرجة حرارة وعاء المولد بشكل مباشر وذلك عند ثبات درجة حرارة التبخر والتكاثف كما هو الحال في هذه الدراسة ، هذا ما أكدته نتائج الدراسة وفق المخطط في الشكل (6-6) والذي يُعبِّر عن تغير نسبة معامل التدوير بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط.

نلاحظ انخفاض معامل التدوير بزيادة ضغط مخرج الضاغط وذلك بسبب ارتفاع درجة حرارة الوعاء المولد ، يستمر الانخفاض حتى نسبة الانضغاط 3.29 ثمَّ يثبت معامل التدوير بسبب ثبات درجة حرارة الوعاء المولد عند درجة الحرارة العظمى 88°C وتستمر درجة حرارة مخرج الضاغط بالارتفاع مع ثبات درجة حرارة الوعاء المولد حيث يستفاد من ارتفاع درجة حرارة مخرج الضاغط في زيادة كمية الحرارة المنتقلة إلى وعاء الامتصاص وتحسين تدفُّق الحرارة بسبب زيادة فرق درجات الحرارة بين بخار ثنائي أوكسيد الكربون ومحلول ماء بروميد الليثيوم في الوعاء المولد .

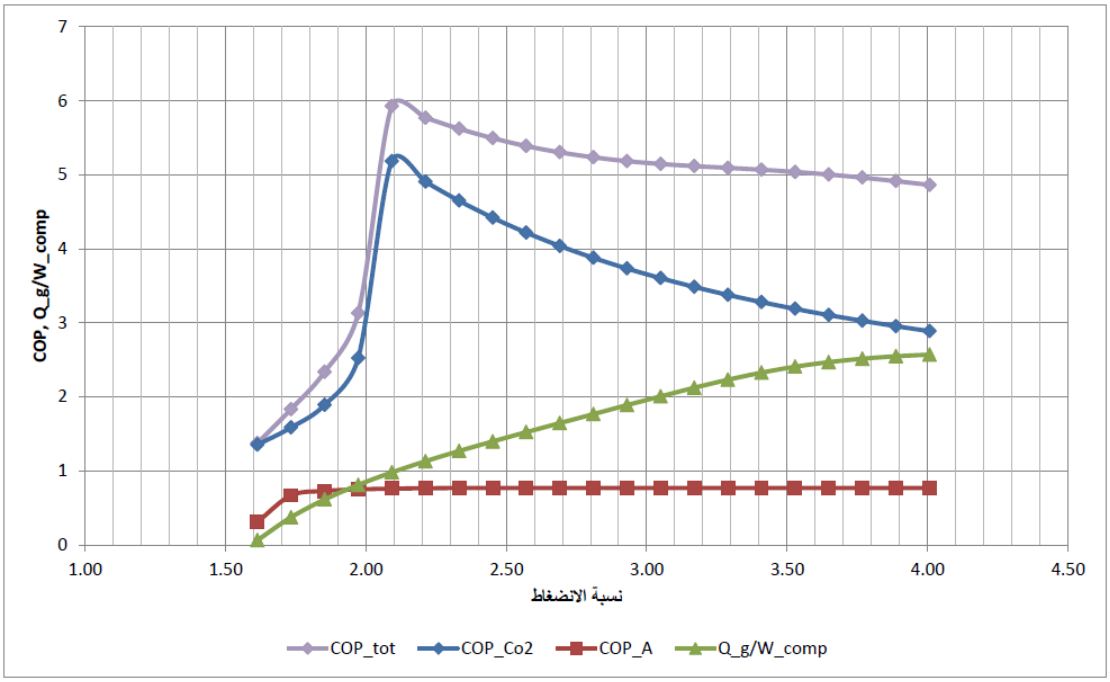


الشكل(6-6) تغير نسبة معامل التدوير f بدلالة تغير ضغط مخرج الضاغط عند درجة حرارة تكاثف28°C.

2- الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH- امتصاصية $BrLi/H_2O$ أحادية المرحلة)

2-1- تأثير زيادة ضغط مخرج الضاغط في معامل الأداء :

عند درجة حرارة تكاثف 28°C : يُوضِّحُ الشكل (6-7) وجود قيمة مميزة عظمى وحيدة لمعامل الأداء الإجمالي COP_{tot} وذلك عند قيمة نسبة انضغاط 2.09 وقد بلغت قيمة معامل الأداء 5.93 لتحقق إنتاجية تبريدية مقدارها $210[kW]$ محققاً بذلك زيادة الاستطاعة التبريدية بنسبة 14% وزيادة في معامل الأداء بنسبة 14.35% مع ملاحظة استمرار وجود ثلاث مناطق مميزة في الخط البياني لتغير معامل الأداء بالنسبة لزيادة تسخين $\Delta t_{SH} = (10 \div 23)$°C ، الجزء الأول يبدأ من نسبة انضغاط 1.6 وحتى نسبة الانضغاط 2.1 حيث يزداد معامل الأداء في هذه المنطقة بشكل سريع وذلك نظراً لانخفاض ضغط مخرج الضاغط وعملياً زيادة التسخين بعد المُبخِّر وزيادة تبريد وسيط التبريد بعد مبرد الغاز .



الشكل(6-7) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط عند زيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 23$°C عند درجة حرارة تكاثف28°C

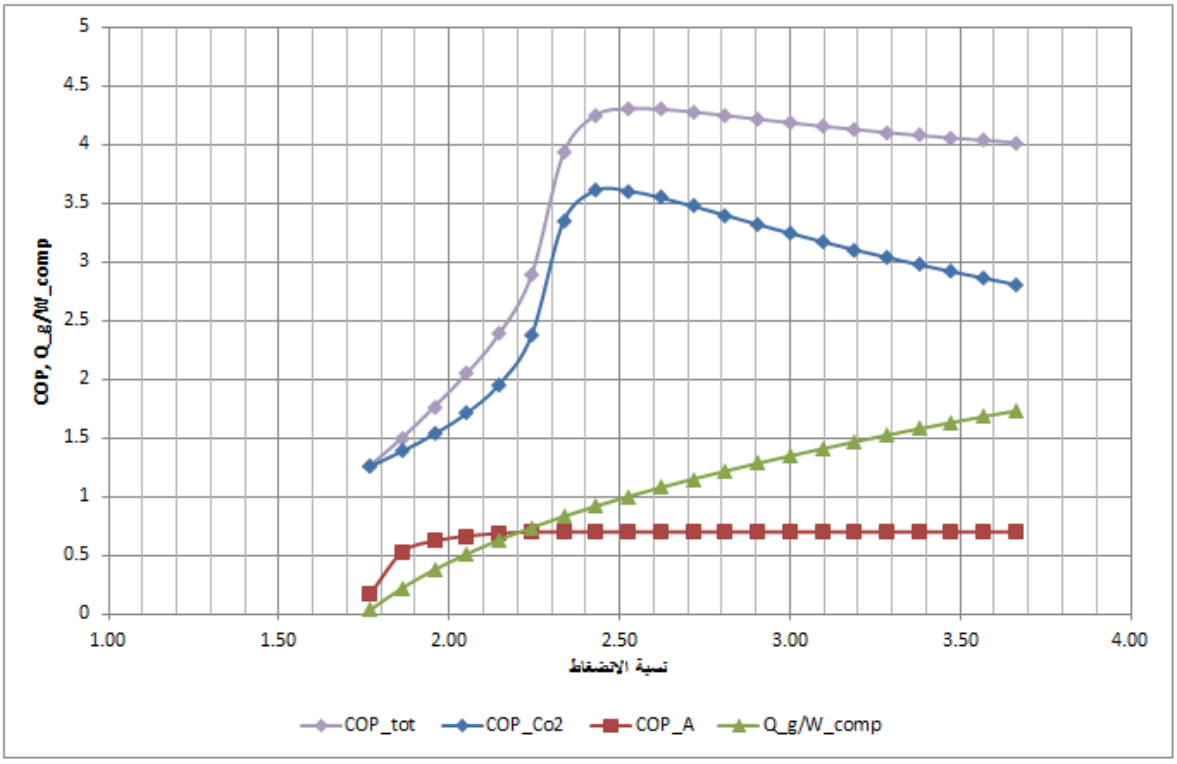
إنَّ عملية زيادة التبريد بعد مبرد الغاز عند نسبة انضغاط صغيرة تُؤدِّي لازدياد الاستطاعة التبريدية لجزء الدورة الانضغاطية بشكل كبير نظراً لمرور وسيط التبريد بحالة تكاثف جزئي (العمل في ضغط أدنى من الضغط الحرج) للوسيط R744 ، ويتميز الخط البياني لمعامل الأداء عند زيادة تسخين مقدارها $\Delta t_{SH} = 5°C$ بعدم وجود هذه المنطقة لارتفاع نسبة الانضغاط نسبياً .

المنطقة الثانية المميزة لمنحني معامل الأداء تمتد من نهاية المنطقة الأولى وحتى قيمة نسبة انضغاط 3.2 حيث تنخفض قيمة معامل الأداء بشكل قليل الانحدار ، ارتفاع قيمة معامل الاستفادة Q_g/W_{comp} لقيمة أعلى من 1 هو السبب المباشر لشكل الانحدار القليل ، وبناءً على العلاقة رقم (7) فإنَّ ارتفاع قيمة هذا المعامل يرفع من تأثير الدورة الامتصاصية في قيمة معامل الأداء .

تنتهي المنطقة الثانية بميل لمنحني معامل الأداء مساوٍ للصفر لتبدأ بعدها المنطقة الثالثة ذات الانحدار الشديد لمعامل الأداء وذلك بسبب ثبات قيمة معامل أداء الدورة الامتصاصية وانخفاض تزايد معامل الاستفادة (مقدار تغير ميل المماس لمنحني معامل الاستفادة) ومن ثمَّ انخفاض تأثير الدورة الامتصاصية في الدورة الهجينة ، وانفراد الدورة الانضغاطية بالتأثير في معامل الأداء الإجمالي ، مما يجعله ينخفض باستمرار.

<u>عند درجة حرارة تكاثف 35°C :</u> من خلال الشكل (6–8) ، يتضح أنَّ الشكل العام لمنحني الأداء لهذه الحالة لا يتغير ولكن يحدث هبوط في مؤشرات الدورة الهجينة نظراً لانخفاض معامل أداء الدورة الانضغاطية ، يصل معامل الأداء إلى 4.3 وبنسبة زيادة 19.4% بسبب إضافة الدورة الامتصاصية بينما تكون نسبة زيادة معامل الأداء بسبب استخدام الدورة الهجينة بمبادل حراري استرجاعي لزيادة التسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 30°C$ عند نسبة انضغاط 2.57 للحصول على استطاعة تبريدية $Q_{tot} = 210[kW]$ هو 59.26% ، يعود سبب زيادة نسبة معامل الأداء بالرغم من انخفاض قيمة معامل الأداء إلى تَحسُّن ظروف تشغيل الدورة الامتصاصية عند درجة حرارة تشغيل أعلى ومن ثمَّ تحرير كمية وسيط تبريد أكبر وإنتاجية تبريدية أعلى حيث تكون انتاجية الدورة الامتصاصية عند درجة حرارة تكاثف 28°C هي $Q_{E2} = 26.3[kW]$ بينما تزداد إلى $Q_{E2} = 35.5[kW]$

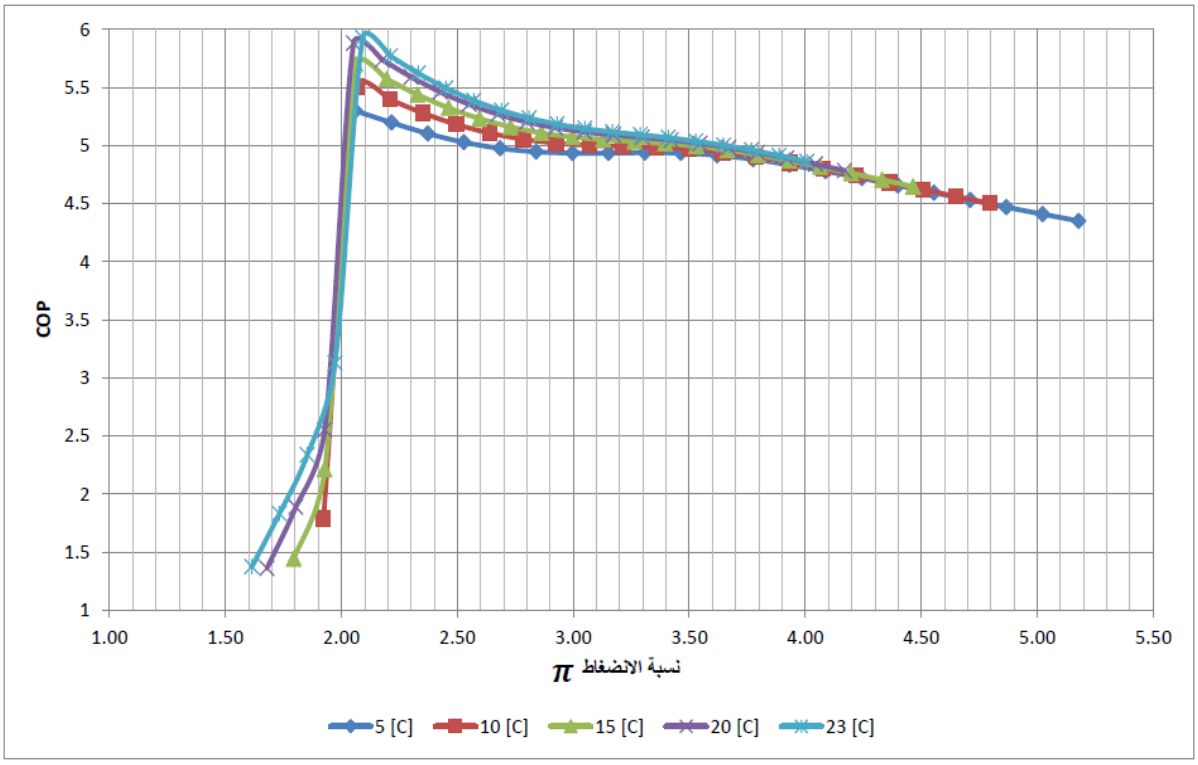
عند درجة حرارة تكاثف 35°C وذلك لإنتاج الاستطاعة التبريدية الكلية نفسهاسابقة الذكر، وتنخفض قيمة معامل الأداء الكلي بسبب انخفاض معامل أداء الدورة الانضغاطية بسبب زيادة نسبة الانضغاط .



الشكل(6-8) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط عند زيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 30$°C عند درجة حرارة تكاثف35°C

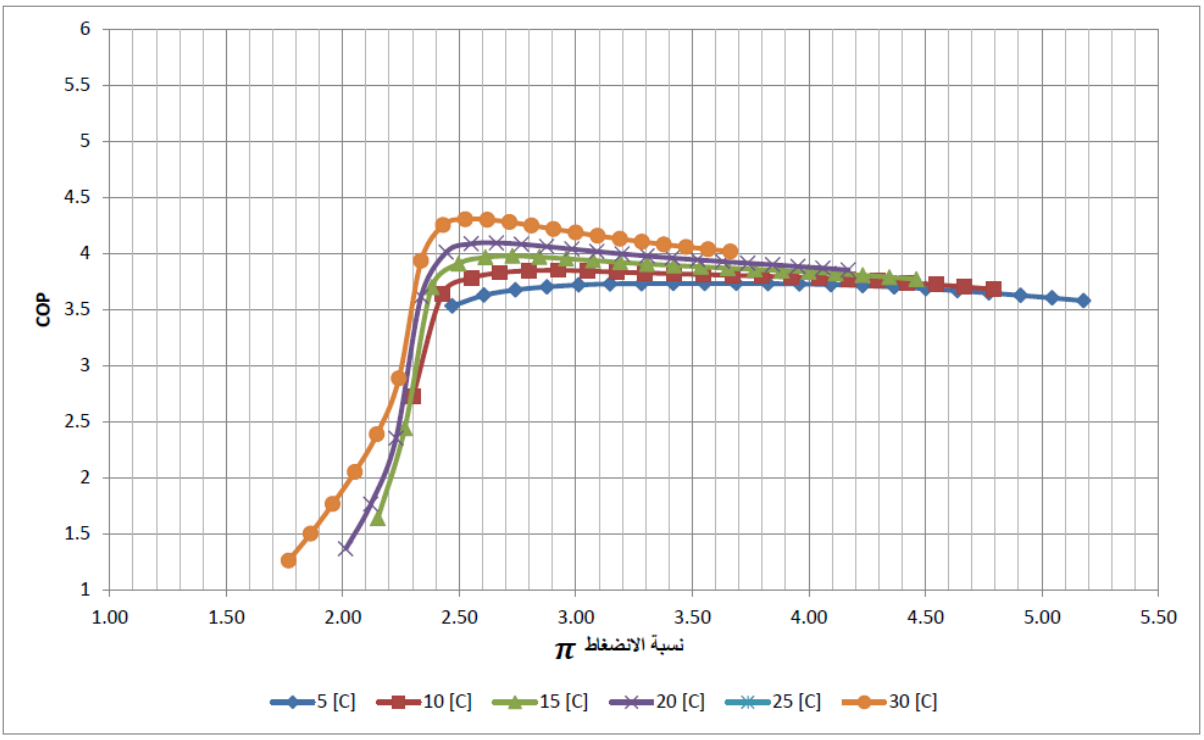
2-2- تأثير تغير زيادة التسخين في المبادل الاسترجاعي SH في معامل أداء الدورة الهجينة :

عند درجة حرارة تكاثف 28°C : لوحظ من خلال الدراسة وكما يُوضِّحُ الشكل (6-9) ازدياد القيمة العظمى لمعامل الأداء مع ازدياد مقدار زيادة التسخين حيث يتراوح من قيمة 5.3 عند زيادة تسخين $\Delta t_{SH} = 5$°C حتى يبلغ قيمة 5.93 عند زيادة تسخين $\Delta t_{SH} = 23$°C بنسبة زيادة في معامل الأداء 11.88% مع انزياح طفيف للنهاية العظمى لمعامل الأداء باتجاه زيادة نسبة الانضغاط من 2.06 إلى 2.09 بنسبة انزياح تبلغ 1.45% ، أيضاً يمكن ملاحظة اتساع مرحلة انعدام ميل المماس (المشتق الأول) عند انخفض مقدار زيادة التسخين ، حيث تمتد مرحلة انعدام ميل المماس من نسبة انضغاط 3 حتى 3.5 عند زيادة تسخين مقدارها $\Delta t_{SH} = 5$°C .



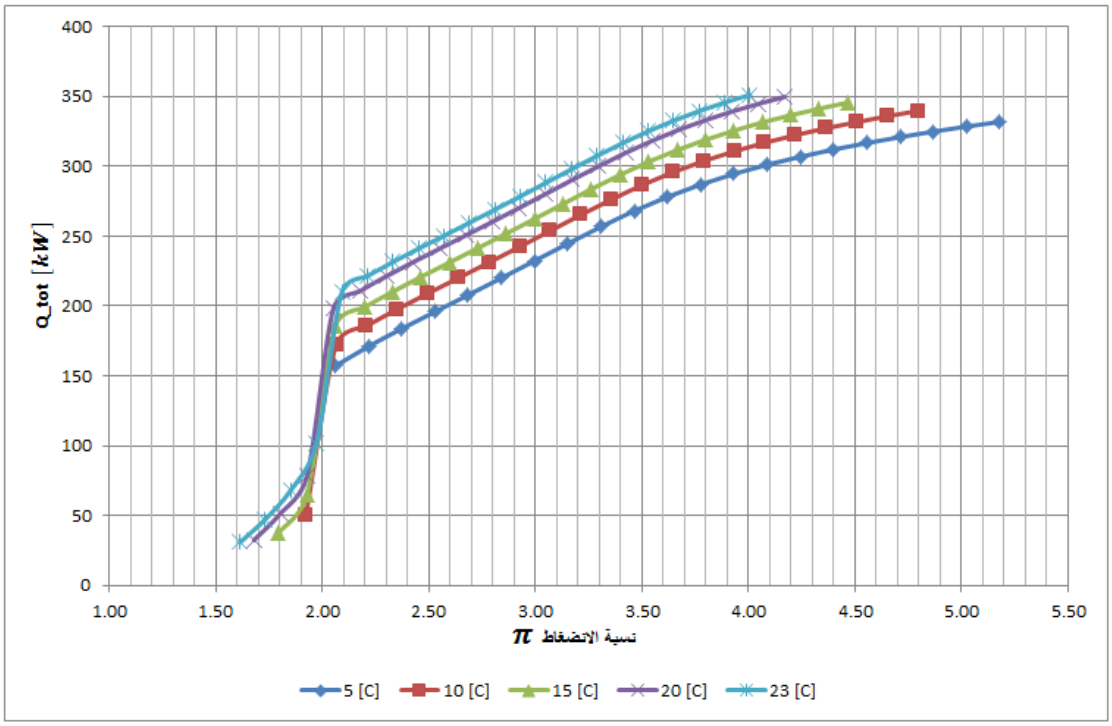
الشكل(6–9) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال (5 ÷ 23°C) عند درجة حرارة تكاثف28°C

عند درجة حرارة تكاثف 35°C : من خلال الشكل (6–10) نجد تطابقاً في الشكل العام للمنحنيات الناتجة عن تغير مقدار زيادة التسخين $\Delta t_{SH} = (10 \div 30)°C$ ، ولكن مع وجود فرق بسيط بشكل المنحني عند بلوغ القيمة العظمى ، حيث تكون المنحنيات الجديدة أقل تحدباً عند القيمة العظمى ، مع ملاحظة أنَّ القيمة العظمى لكلِّ منحني زيادة تسخين تكون عند نسبة انضغاط أقل من التي قبلها ، وذلك مع زيادة مقدار التسخين Δt_{SH} ، على عكس الحالة السابقة عند درجة حرارة تكاثف 28°C . أمَّا بالنسبة لمنحني معامل الأداء الناتج عن زيادة تسخين بمقدار 5°C فقد لوحظ تزايد قيمة معامل الأداء حتى الوصول للقيمة العظمى 3.73 والثبات عند هذه القيمة (منطقة انعدام ميل المماس كما هو الحال عند درجة حرارة تكاثف 28°C) ، ومن ثمَّ انخفاض قيمة معامل الأداء .

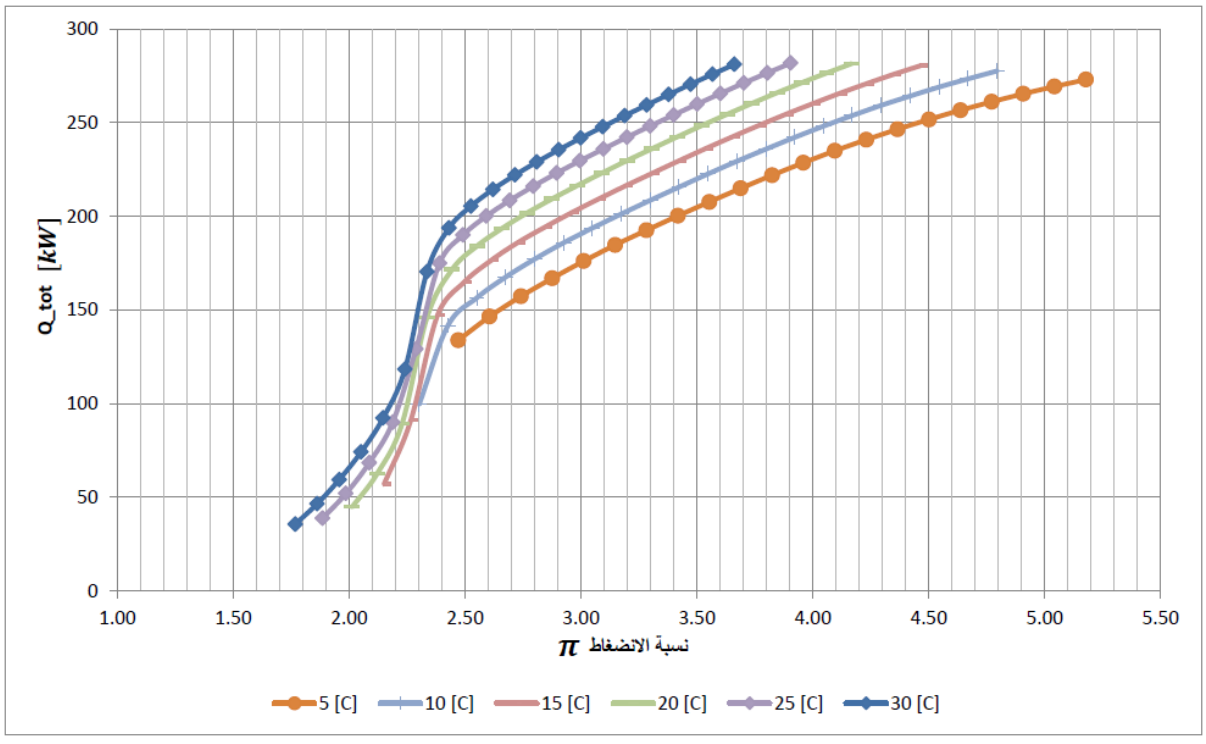


الشكل(6−10) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال (5 ÷ 30°C) عند درجة حرارة تكاثف35°C

كما ويمكن ملاحظة زيادة الاستطاعة التبريدية بزيادة مقدار التسخين في المبادل الاسترجاعي SH ، وأيضاً زيادة الاستطاعة التبريدية بازدياد نسبة الانضغاط بالرغم من انخفاض معامل الأداء وذلك من خلال الشكل (6−11) من أجل درجة حرارة تكاثف 28°C ، والشكل (6−12) من أجل درجة حرارة تكاثف 35°C مع ملاحظة انخفاض قيمة الاستطاعة العظمى مع ازدياد درجة حرارة التكاثف حيث تقل القيمة العظمى للاستطاعة التبريدية الناتجة من 350[kW] إلى قيمة 281[kW] .



الشكل(6-11) تغير الاستطاعة التبريدية للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال (5 ÷ 23°C) عند درجة حرارة تكاثف28°C



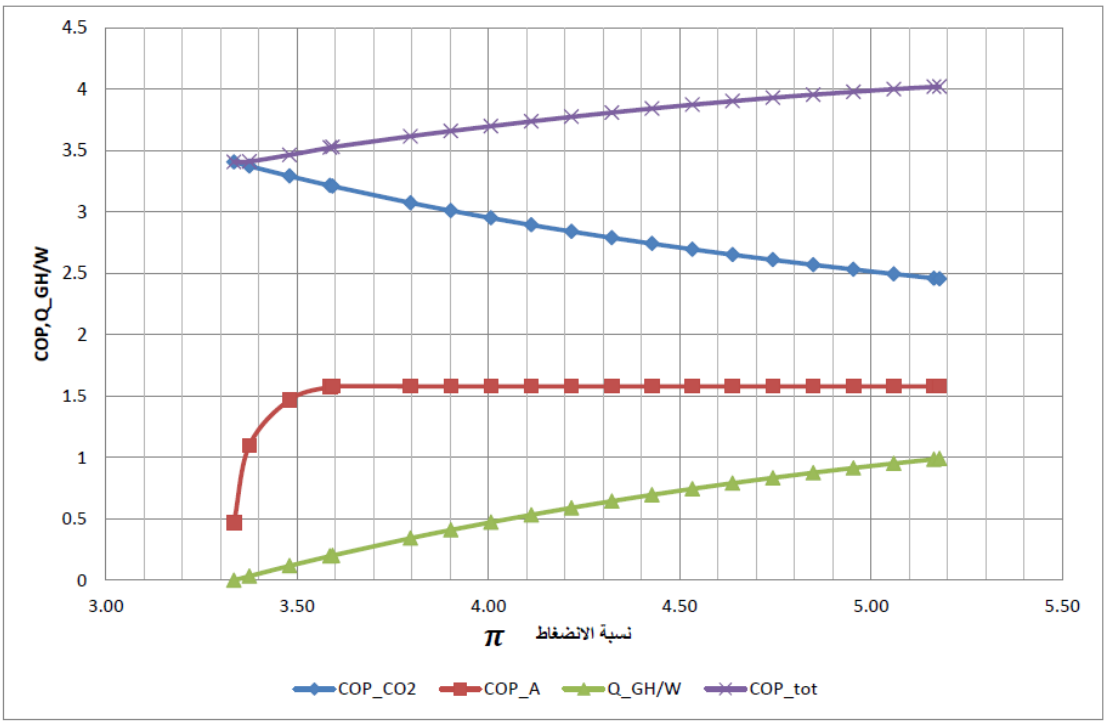
الشكل(6-12) تغير الاستطاعة التبريدية للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH بدلالة نسبة الانضغاط لعدد من حالات زيادة التسخين ضمن المجال (5 ÷ 30°C) عند درجة حرارة تكاثف35°C

3-الدورة الهجينة (انضغاطية $R744$ مع مبادل استرجاعي SH- امتصاصية $BrLi/H_2O$ ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي):

3-1- تأثير زيادة ضغط مخرج الضاغط في معامل الأداء :

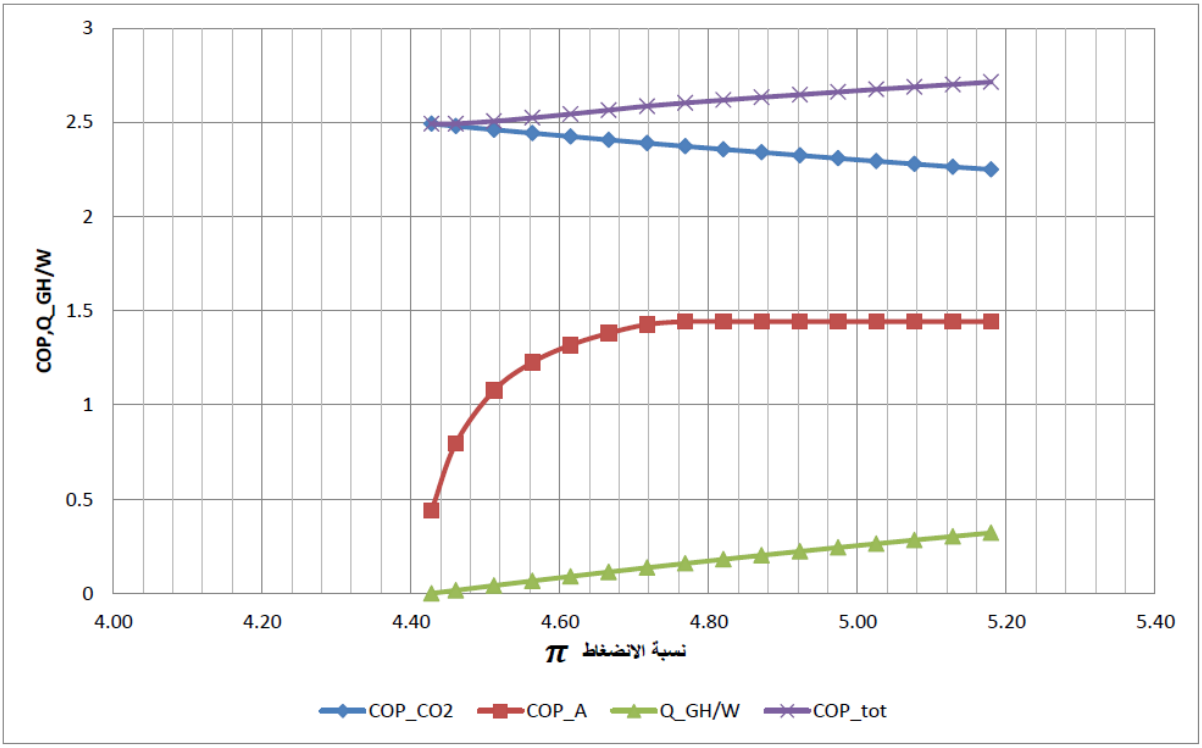
عند درجة حرارة تكاثف 28°C : يمكن وبسهولة ملاحظة ازدياد معامل أداء الدورة الهجينة مع ازدياد نسبة الانضغاط بالنسبة لجميع درجات حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط ، كما ويمكن ملاحظة ارتفاع الحد الأدنى لنسبة الانضغاط واللازم لتشغيل الدورة الهجينة ، وذلك نظراً للحاجة لاستخدام مصدر حراري ذي درجة حرارة أعلى من الدورة الهجينة ذات مرحلة الامتصاص الوحيدة ومن ثمَّ نسبة انضغاط أعلى . نلاحظ من الشكل (6-13) اختفاء المراحل الثلاث التي يمرُّ بها منحني معامل الأداء . والسبب الرئيسي في اختفاء هذه المراحل أن معامل أداء الدورة الامتصاصية ثنائية المرحلة دائماً أكبر من 1 على عكس الدورة وحيدة المرحلة والتي لا يمكن أن تتجاوز القيمة 1 .

يمكن ملاحظة أنَّ معامل الأداء للدورة الهجينة يبدأ من قيمة عظمى وينخفض باستمرار وذلك عند نسب ضغط منخفضة (حتى نسبة انضغاط 3.9) ويعود السبب إلى تغلب تأثير معامل أداء الدورة الانضغاطية في معامل الأداء الكلي ، حيث إنَّ معامل أداء الدورة الامتصاصية لا يكاد يذكر بسبب ضيق نطاق عملها عند درجات حرارة (ضغط مخرج الضاغط) قليلة للوعاء المولد عالي الضغط (ومن ثمَّ الوعاء منخفض الضغط) يُوضِّحُ الشكل (6-13) تأثير مكونات العلاقة (7) في معامل أداء الدورة الهجينة ثنائية المرحلة تسلسلية ذات مبادل حراري استرجاعي عند درجة حرارة وعاء مولد منخفض الضغط $t_{GL} = 60°C$.



الشكل(6−13) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية وتغير معاملات أداء مكوناتها ومعدَّل الاستفادة بدلالة نسبة الانضغاط عند لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط $t_{GL} = 60°C$ وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ عند درجة حرارة تكاثف28°C

عند درجة حرارة تكاثف 35°C : بالرغم من انخفاض قيمة معامل الاستفادة على كامل مجال الدراسة بفعل زيادة درجة حرارة التكاثف وانخفاض قيمة معامل أداء الدورة الامتصاصية بسبب ضيق عرض نطاق عمل الآلة الامتصاصية ، إلَّا أنَّ معامل أداء الدورة الهجينة يستمر بالتزايد ، الشكل (6−14)، وذلك لأنَّ معامل أداء الدورة الانضغاطية فوق الحرجة أقل تناقصاً (ميل مماس المنحني أصغر) بازدياد درجة حرارة التكاثف ، وسبب هذا التناقص المنخفض هو انخفاض انحدار خطوط الايزوثيرم ، كما نلاحظ انخفاض قيمة معامل الأداء للدورة الهجينة عند ارتفاع درجة حرارة التكاثف ، تبلغ قيمة معامل الأداء 2.72 عند زيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ و درجة حرارة $t_{GL} = 75°C$ للوعاء المولد منخفض الضغط عند نسبة انضغاط 5.18 وهي نسبة انضغاط مرتفعة مقارنتاً ببقية الحالات المدروسة وتبلغ نسبة زيادة معامل الأداء بسبب استخدام دورة امتصاصية 20.62% .

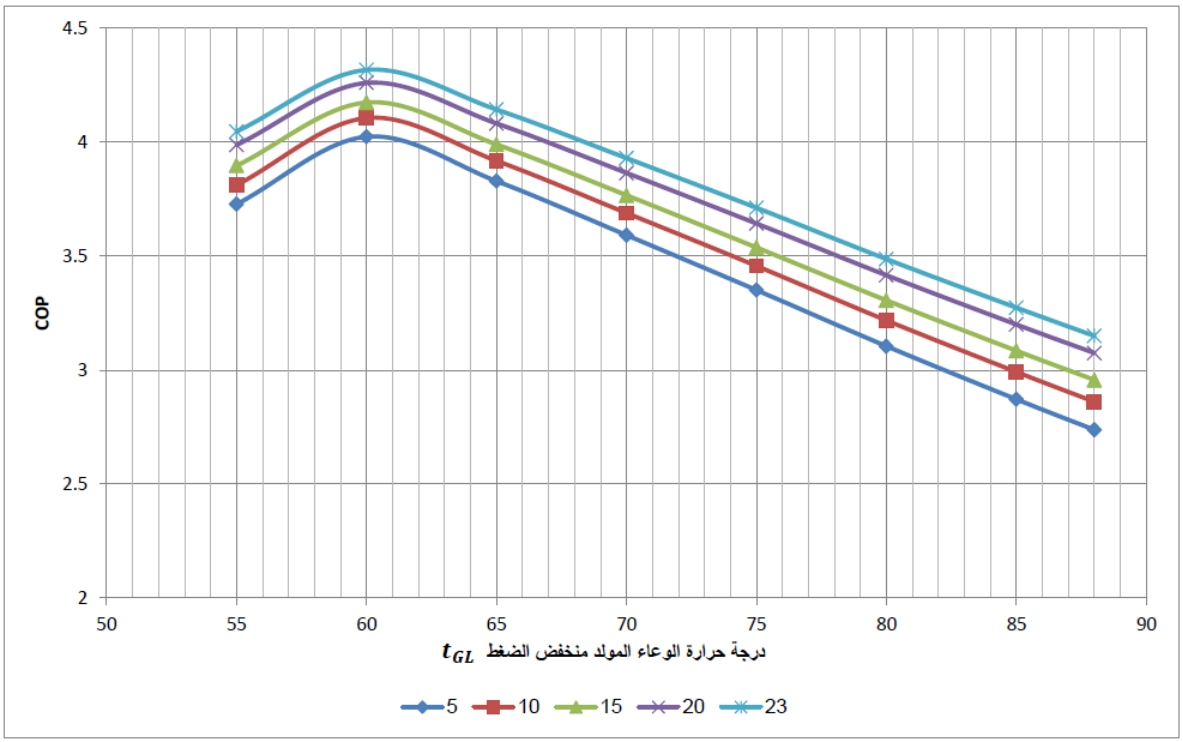


الشكل(6−14) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية وتغير معاملات أداء مكوناتها ومعدَّل الاستفادة بدلالة نسبة الانضغاط عند لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط $t_{GL} = 75°C$ وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C

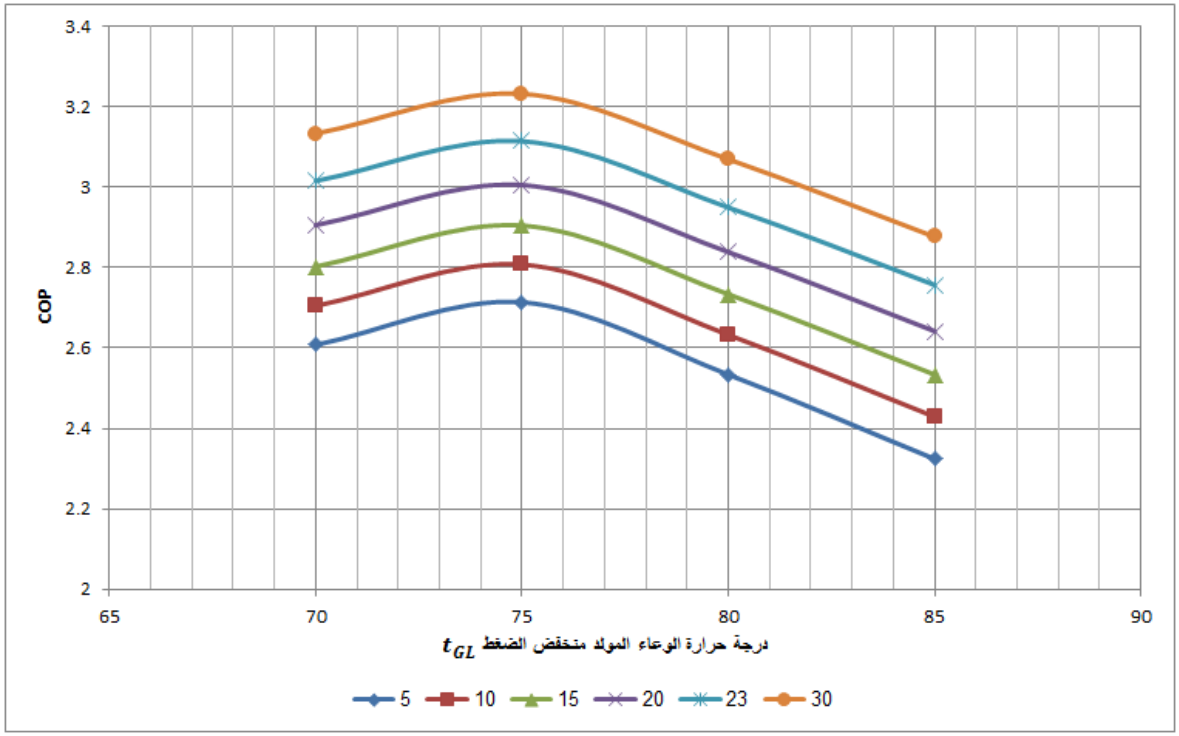
3−2− تأثير زيادة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط :

عند درجة حرارة تكاثف 28°C : نلاحظ من الشكل (6−15) أنَّ معامل الأداء للدورة الهجينة عند درجة حرارة عظمى لمخرج الضاغط يزداد عند درجة حرارة للوعاء المولد منخفض الضغط $t_{GL} = 55°C$ من قيمة 4.05 وحتى قيمة 4.32 عند درجة حرارة وعاء مولد $t_{GL} = 60°C$ من ثمَّ يعاود الانخفاض بازدياد درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وذلك عند زيادة تسخين $t_{SH} = 23°C$ حيث تعطي أفضل نتائج لهذه الحالة .

عند درجة حرارة تكاثف 35°C : يحافظ منحني معامل الأداء على شكله ، الشكل(6−16)،حيث يزداد من قيمة 3.13 حتى 3.23 وذلك عند ازدياد درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط من $t_{GL} = 70°C$ إلى $t_{GL} = 75°C$ من ثمَّ يعود للانخفاض وذلك من أجل زيادة تسخين $t_{SH} = 30°C$.



الشكل(6-15) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة t_{GL} عند أعلى نسبة انضغاط من أجل قيم مختلفة لزيادة تسخين Δt_{SH} عند درجة حرارة تكاثف28°C



الشكل(6-16) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة t_{GL} عند أعلى نسبة انضغاط من أجل قيم مختلفة لزيادة تسخين Δt_{SH} عند درجة حرارة تكاثف35°C

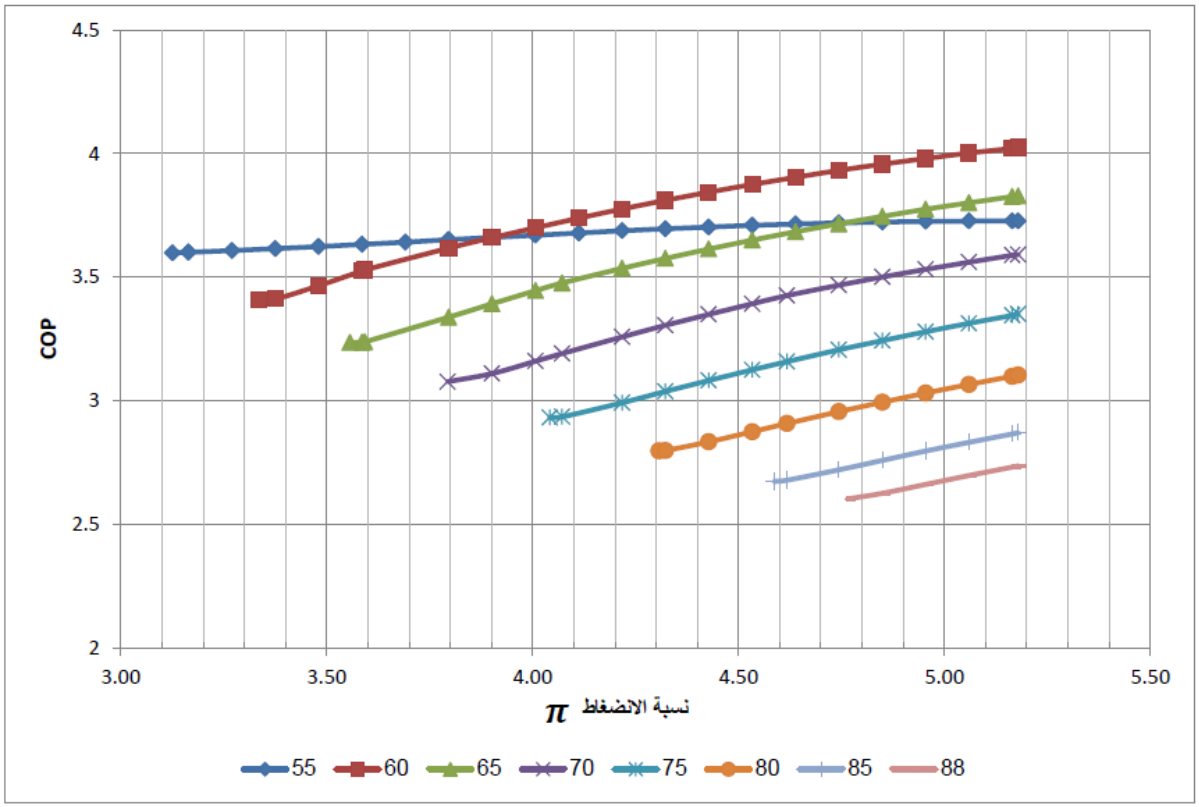
3-3- تأثير تغير مقدار زيادة التسخين SH

عند درجة حرارة تكاثف 28℃ : من خلال الاشكال (6-17) حتى (6-21) نلاحظ تأثير زيادة مقدار زيادة التسخين Δt_{SH} على معامل الأداء من أجل نسب ضغط ودرجات حرارة وعاء مولد منخفض t_{GL} مختلفة.

حيث إنَّ زيادة مقدار التسخين Δt_{SH} ضمن مجال $(5 \div 15)℃$ لا يُؤثِّر في شكل منحني زيادة معامل الأداء وذلك عند مجال درجات حرارة $t_{GL} = (60 \div 88)℃$ بينما يُؤثِّر في قيمته حيث تزداد قيمة معامل الأداء بزيادة مقدار زيادة التسخين Δt_{SH} وزيادة t_{GL} من قيمة 4.02 عند قيمة $\Delta t_{SH} = 5℃ \& t_{GL} = 60℃$ وحتى قيمة 4.17 عند الشروط $\Delta t_{SH} = 15℃ \& t_{GL} = 60℃$ محققة نسبة زيادة 3.7% ويبقى تأثير زيادة درجة حرارة وعاء الضغط المنخفض نفسه في الفقرة 3-2 .

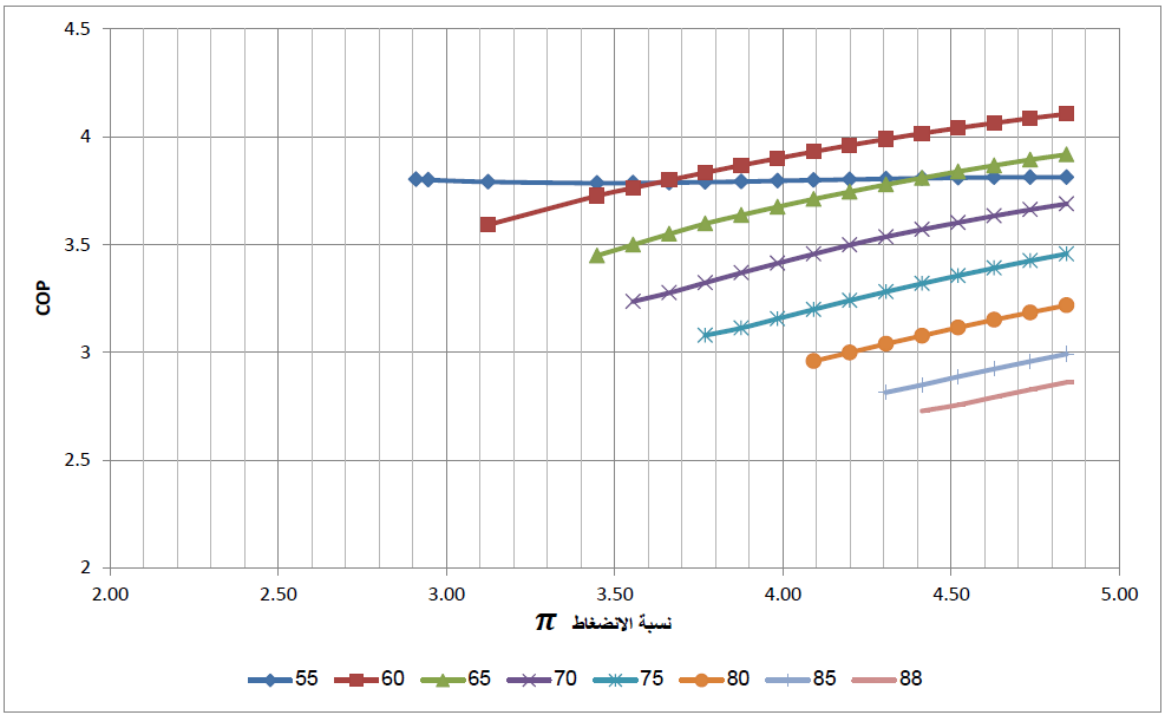
تنخفض نسبة الانضغاط عند الشروط الحدية بازدياد معدَّل زيادة التسخين من قيمة 5.18 عند $\Delta t_{SH} = 5℃ \& t_{GL} = 60℃$ إلى قيمة 4.46 عند $\Delta t_{SH} = 15℃ \& t_{GL} = 60℃$ لتخفض بذلك نسبة الضغط بمقدار 16.1%

أمَّا بالنسبة لشكل منحني تغير معامل الأداء بدلالة نسبة الانضغاط لدرجة حرارة وعاء مولد منخفض الضغط $t_{GL} = 55℃$ فإنَّه يتغير من التزايد عند زيادة تسخين $\Delta t_{SH} = 5℃$ إلى التناقص عند درجات الحرارة $\Delta t_{SH} = 10℃$ حيث يُعزى سبب هذا إلى تقارب خطوط الانحدار الشديد لخطوط الايزوثيرم عند نسب الضغط المنخفضة للدورة الانضغاطية ، إضافة لانخفاض نسبة الانضغاط بتزايد مقدار زيادة التسخين في المبادل الاسترجاعي .



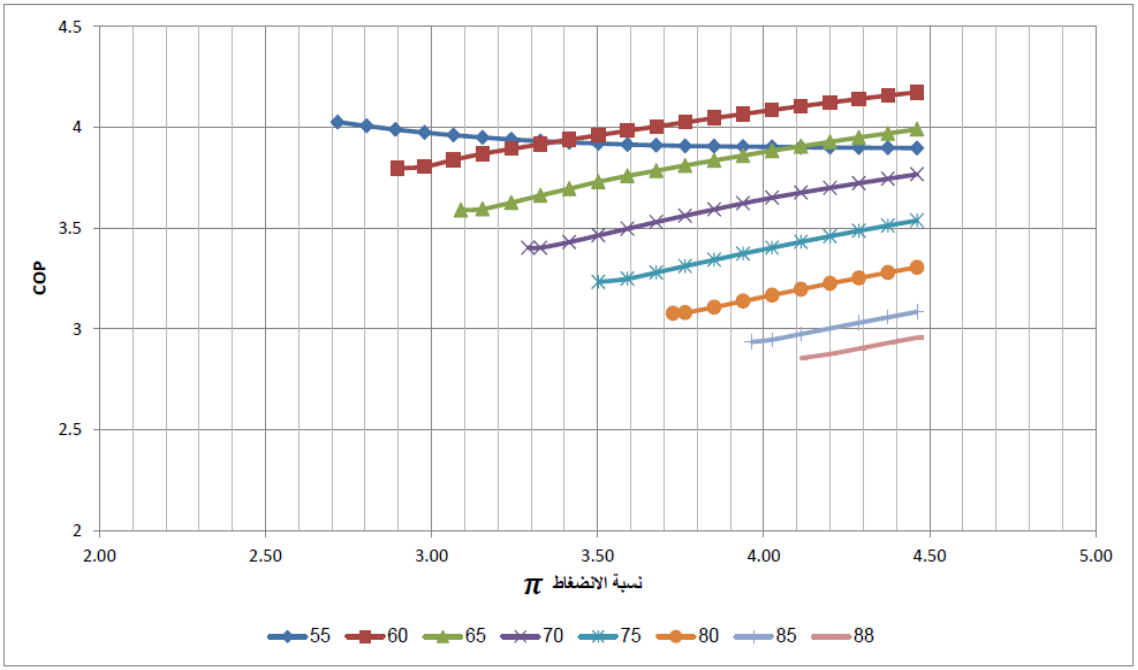
الشكل(6-17) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية ذات تدفُّق تسلسلي بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ عند درجة حرارة تكاثف $28°C$

تتحول القيمة العظمى لمعامل الأداء من أعلى نسبة انضغاط ودرجة حرارة وعاء مولد $t_{GL} = 60°C$ إلى أخفض قيمة انضغاط عند درجة حرارة $t_{GL} = 55°C$ وذلك على حساب الاستطاعة التبريدية حيث تنخفض كمية وسيط التبريد المتحررة من وعائي الفصل العالي والمنخفض الضغط نظراً لضيق مجال عمل الدورة الامتصاصية عند هذه الشروط ، ويعود سبب ارتفاع معامل الأداء عند الحالة الأخيرة إلى ارتفاع معامل أداء الدورة الانضغاطية بشكل كبير بسبب المبادل الاسترجاعي ويظهر تأثيرها وفق العلاقة (7) مقارنة ببقية مكونات العلاقة .

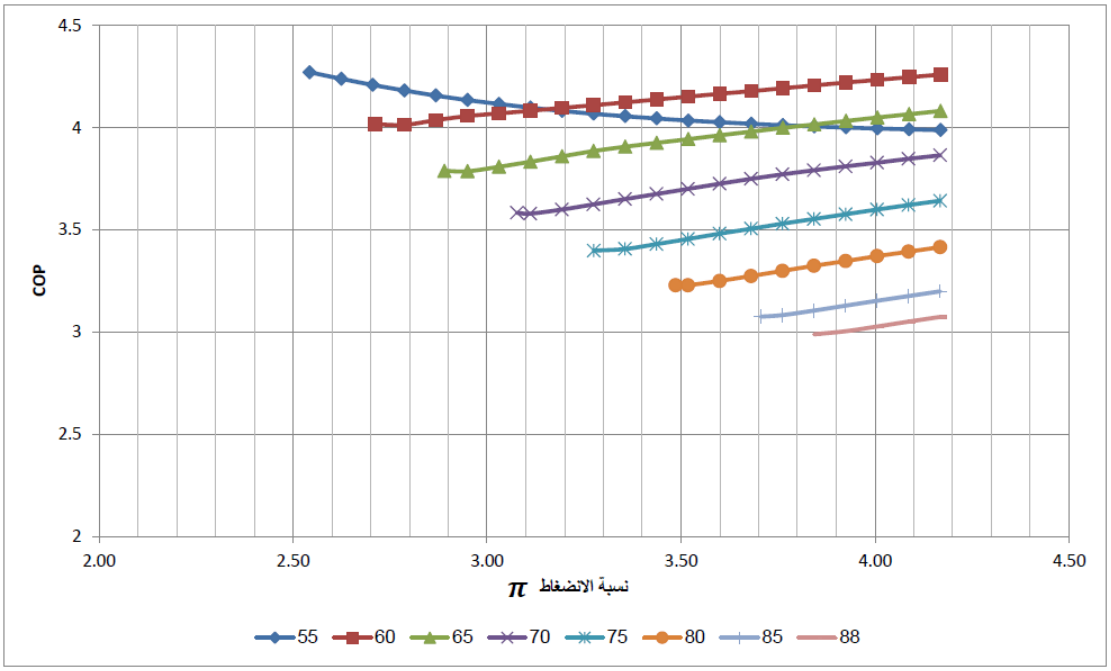


الشكل(6–18) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 10$°C عند درجة حرارة تكاثف28°C

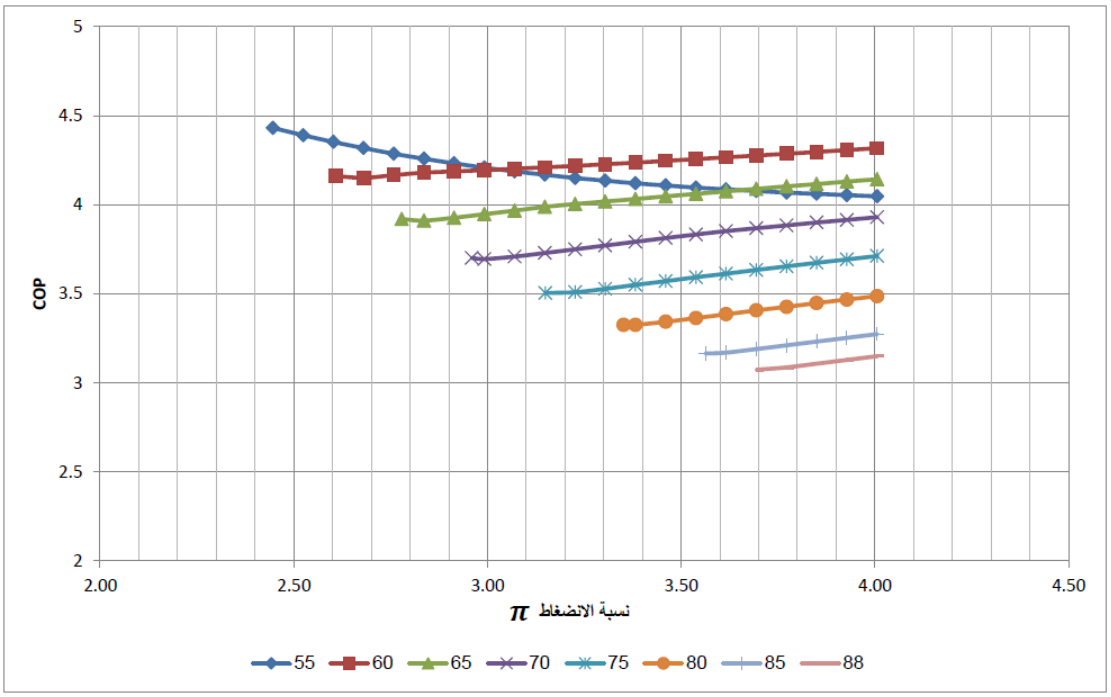
أمَّا بالنسبة لمجال زيادة التسخين $\Delta t_{SH} = (20 \div 23)$°C فإنَّ معامل الأداء يتناقص بزيادة درجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط بدأً من 55°C وحتى 88°C ويستمر شكل المنحني حتى نسبة انضغاط 3.2 ، يعود شكل تغير معامل الأداء إلى التزايد من قيمة 3.99 عند $\Delta t_{SH} = 20$°C & $t_{GL} = 55$°C إلى قيمة 4.26 عند $\Delta t_{SH} = 20$°C & $t_{GL} = 60$°C من ثمَّ يعود للانخفاض حتى يصل لقيمة 3.07 عند $\Delta t_{SH} = 20$°C & $t_{GL} = 88$°C . يمكن ملاحظة شكل تغير معامل الأداء بدلالة تغير حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط عند أعلى نسبة انضغاط لكلٍّ حالة في الشكل (6–15) .



الشكل(6–19) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 15$℃ عند درجة حرارة تكاثف28℃



الشكل(6–20) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 20$℃ عند درجة حرارة تكاثف28℃

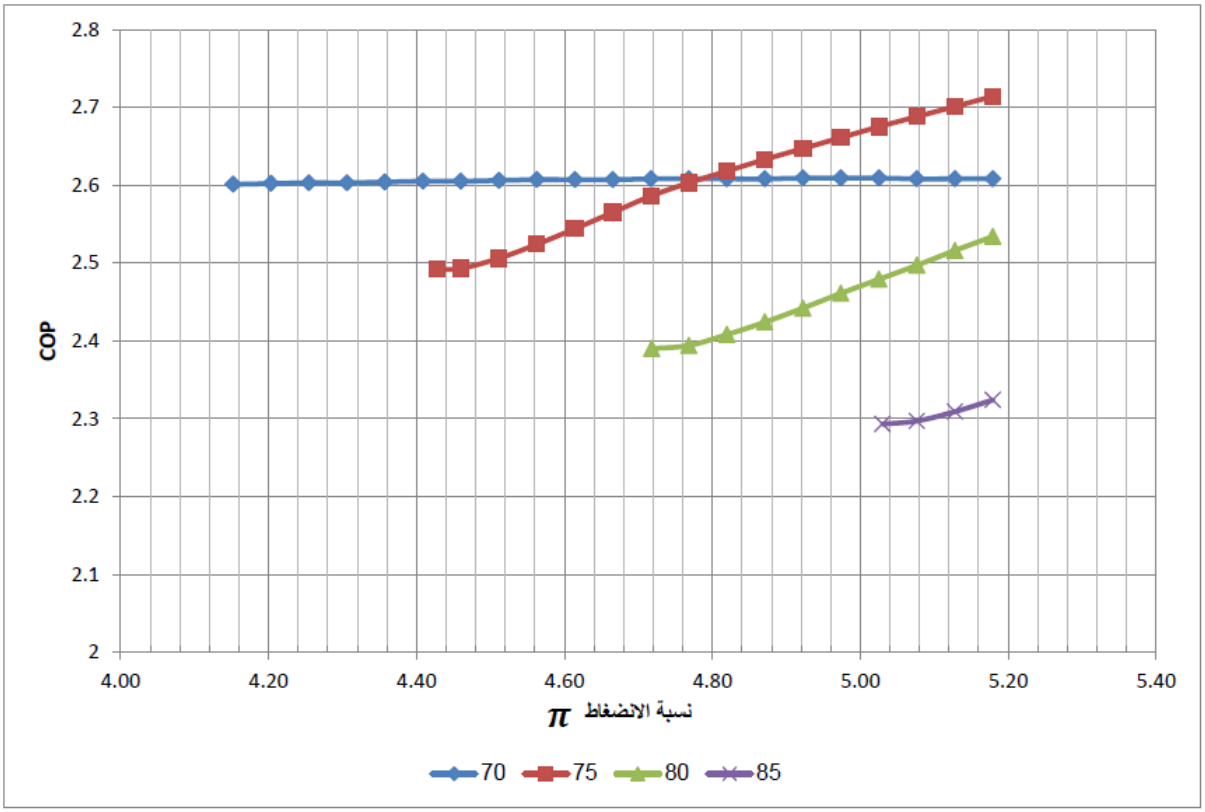


الشكل(6−21) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 23$°C عند درجة حرارة تكاثف 28°C

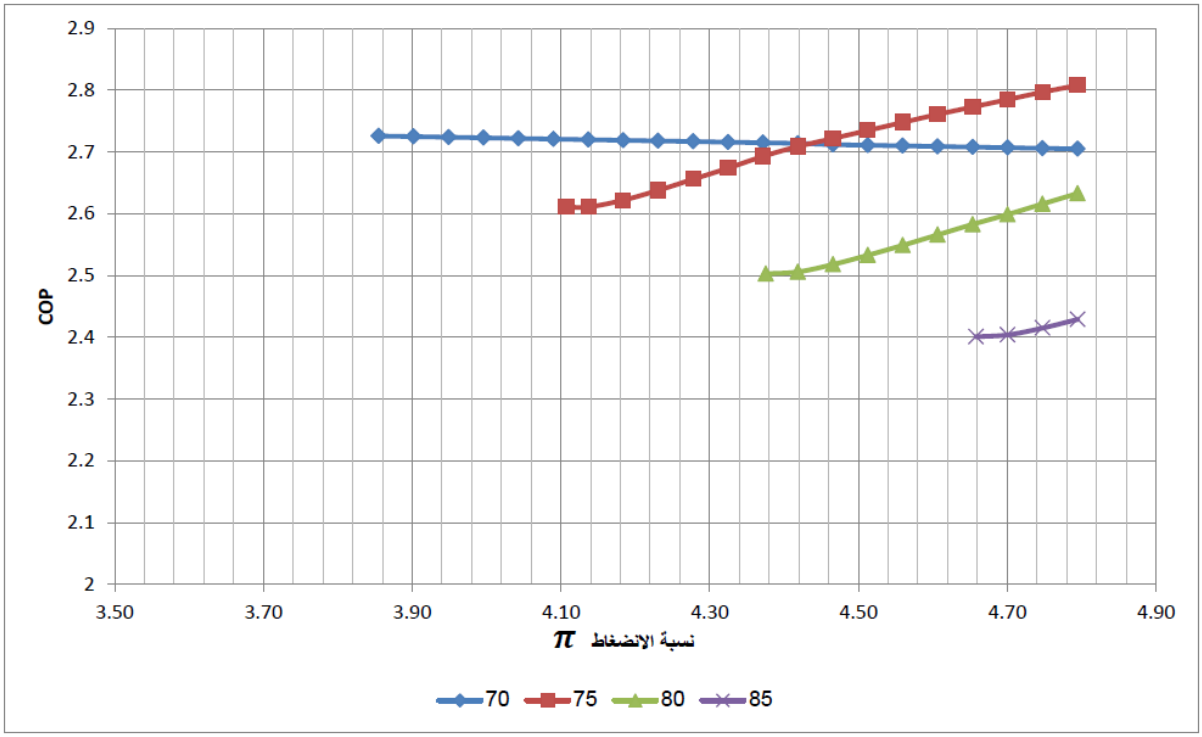
بالرغم من أنَّ معامل الأداء عند الشروط $\Delta t_{SH} = 23$°C & $t_{GL} = 55$°C والذي تبلغ قيمته 4.43 أعلى من معامل الأداء عند الشروط $\Delta t_{SH} = 23$°C & $t_{GL} = 60$°C والذي تبلغ قيمته 4.32 . إلَّا أنَّ نسبة الزيادة في معامل الأداء الناتجة عن استخدام دورة هجينة بدلاً من الانضغاطية فوق الحرجة بشكل مفرد هي فقط 0.01% بالإضافة لانخفاض إنتاجيته التبريدية حيث تبلغ لهذه الحالة $Q_{tot} = 194[kW]$ وهو مقدار أقل ب 38% من الاستطاعة الناتجة في الحالة الثانية والتي تبلغ قيمتها $Q_{tot} = 311.8[kW]$ ومن ثمَّ تُعدُّ الحالة ذات الشروط $\Delta t_{SH} = 23$°C & $t_{GL} = 60$°C هي الأفضل من أجل دورة هجينة بمبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية المرحلة ذات تدفُّق تسلسلي .

عند درجة حرارة تكاثف 35°C : نلاحظ من خلال مقارنة منحنيات معامل الأداء عند درجة حرارة تكاثف 35°C، من الشكل (6−22) حتى الشكل (6−27) مع منحنيات معامل الأداء عند درجة حرارة تكاثف 28°C مدى التطابق بشكل المنحنيات على مجال الدراسة ، ويقتصر الاختلاف على القيم التي يأخذها معامل الأداء ،

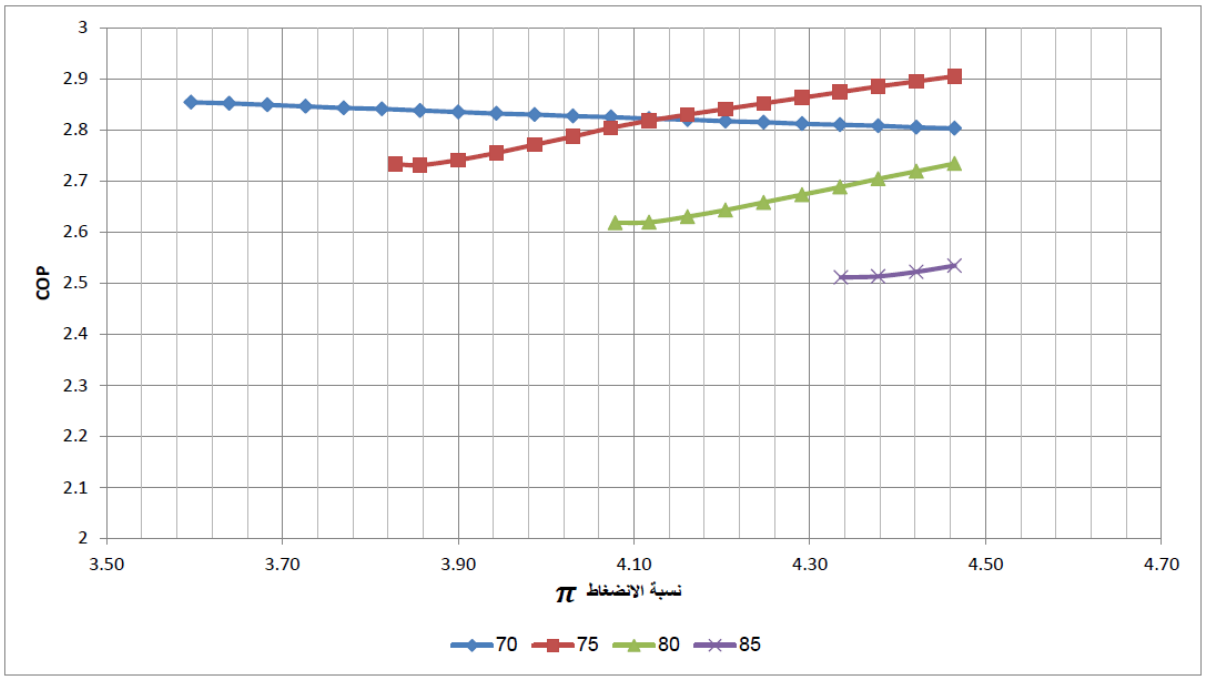
حيث نجد أنَّ معامل الأداء متزايد من أجل درجة حرارة وعاء المولد منخفض الضغط $t_{GL} = (75 \div 85)°C$ مع وجود منطقة ثبات معامل الأداء في بداية هذه المنحنيات بسبب ضيق عرض مجال عمل الدورة الامتصاصية ، تتحول منطقة الثبات هذه إلى منطقة تناقص طفيف بمعامل الأداء عند درجات زيادة تسخين أعلى من $\Delta t_{SH} = 15°C$ لذات السبب السابق حيث يُؤدِّي ضيق عرض مجال عمل الدورة الامتصاصية إلى انخفاض معامل أدائها ، تبلغ أعلى قيمة لمعامل الأداء 3.23 عند زيادة تسخين ودرجة حرارة وعاء مولد منخفض الضغط $t_{GL} = 75°C \ \& \ \Delta t_{SH} = 30°C$ لتحقق بذلك زيادة معامل الأداء بنسبة 15.13% عند نسبة انضغاط 3.66. أمَّا بالنسبة لمنحني معامل الأداء عند درجة حرارة $t_{GL} = 70°C$ فيكون متزايداً بزيادة نسبة الانضغاط عند زيادة تسخين منخفضة ، ليصبح متناقصاً عند زيادة تسخين بمقدار $10°C$ وأعلى من تلك القيمة.



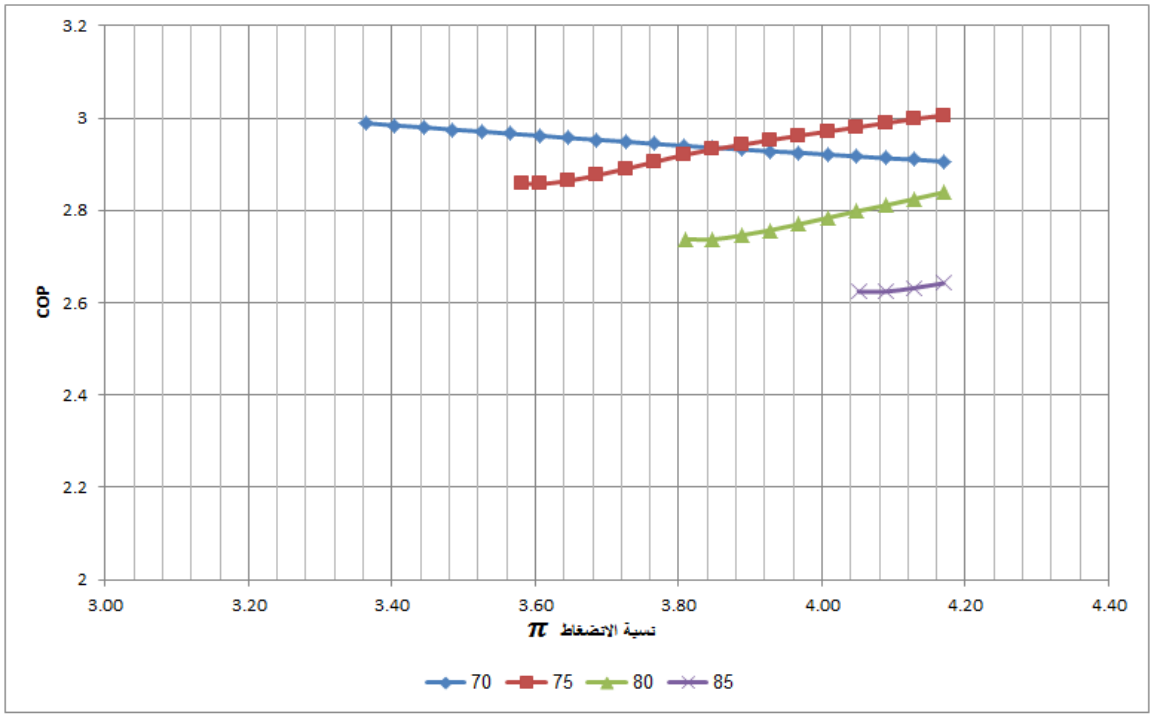
الشكل(6–22) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 5°C$ عند درجة حرارة تكاثف35°C



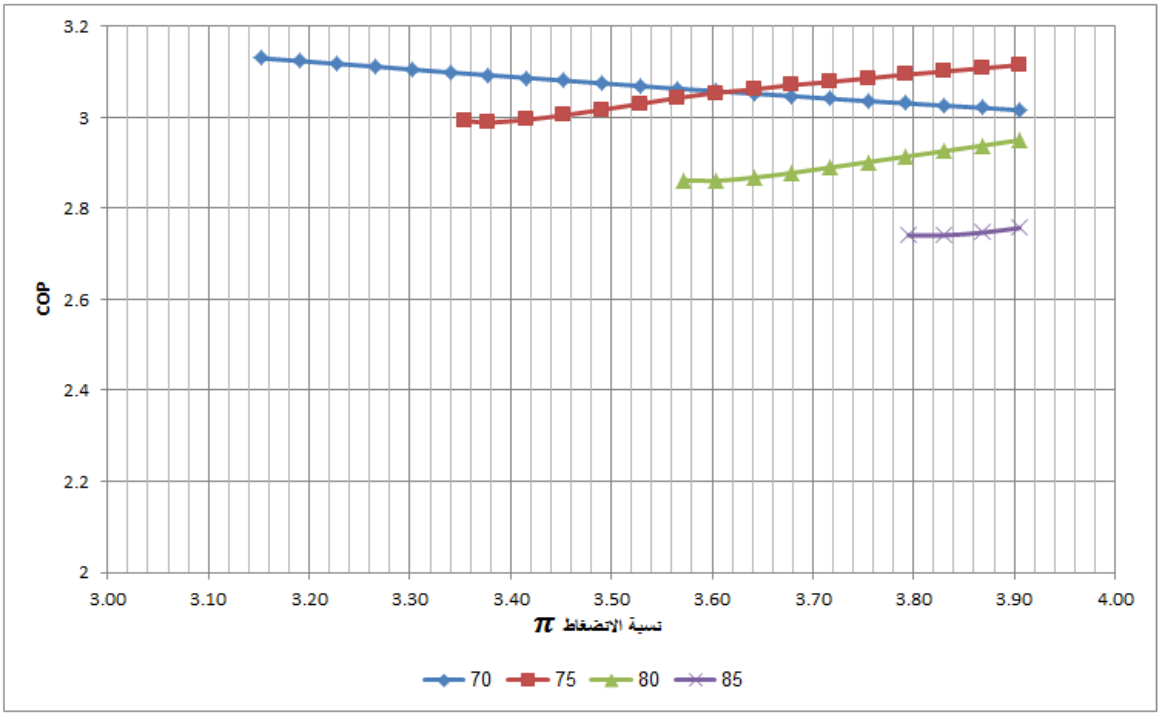
الشكل(6–23) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 10$℃ عند درجة حرارة تكاثف35℃



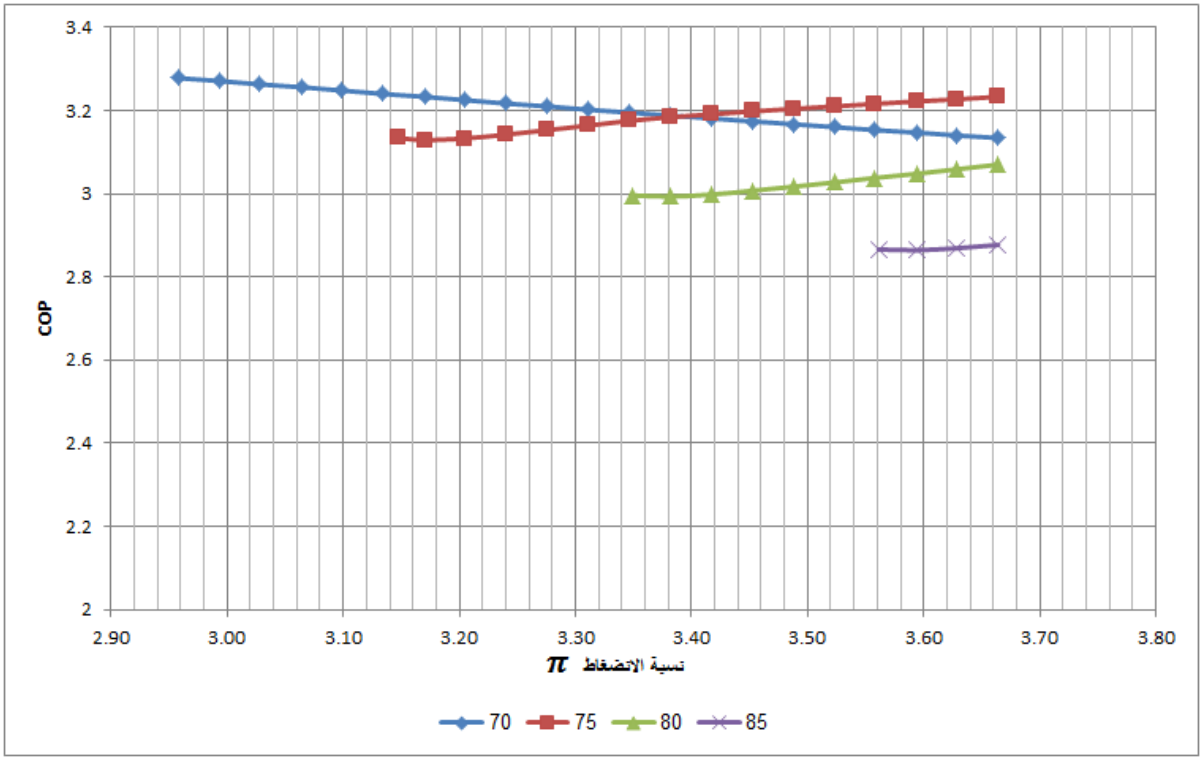
الشكل(6–24) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 15$℃ عند درجة حرارة تكاثف35℃



الشكل(6–25) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 20$℃ عند درجة حرارة تكاثف35℃



الشكل(6–26) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 25$℃ عند درجة حرارة تكاثف35℃



الشكل(6−27) تغير معامل الأداء للدورة الهجينة مع وجود مبادل استرجاعي SH ودورة امتصاصية ثنائية تسلسلية بدلالة نسبة الانضغاط عند قيم مختلفة لدرجة حرارة الوعاء المولد منخفض الضغط وزيادة تسخين بمقدار $\Delta t_{SH} = 30$℃ عند درجة حرارة تكاثف35℃

المقارنة والنتائج :

بمقارنة معامل الأداء الأعلى في كلّ حالة من الحالات المدروسة الثلاث الرئيسية عند درجات حرارة تكاثف مختلفة ، يمكن تلخيص المقارنة بالجدول (6-1) التالي حيث يقصد بنسبة زيادة معامل الأداء نسبة الزيادة الناتجة عن إضافة دورة تبريد امتصاصية بغض النظر عن مكونات الدورة الانضغاطية (مع مبادل حراري لزيادة التسخين SH او بدون):

الجدول (6-1) مقارنة نتائج الحالات المدروسة للدورة الهجينة

الحالة	حرارة التكاثف	COP_{tot}	$Q_{tot}[kW]$	π	نسبة زيادة معامل الأداء
دورة هجينة بسيطة	28	4.89	254.98	3.53	%48.74
دورة هجينة بسيطة	28	4.83	210	2.93	%26.13
دورة هجينة بسيطة	35	3.66	213.4	4	%36.57
دورة هجينة بسيطة	35	3.65	210	3.93	%34.68
دورة هجينة بمبادل استرجاعي $t_{SH} = 23℃$	28	5.93	210	2.09	%14.48
دورة هجينة بمبادل استرجاعي $t_{SH} = 30℃$	35	4.31	205.4	2.53	%19.4
دورة هجينة بمبادل استرجاعي $t_{SH} = 30℃$	35	4.3	210	2.57	%20.24
دورة هجينة بمبادل حراري ودورة امتصاصية ثنائية $t_{GL} = 60℃ \& t_{SH} = 23℃$	28	4.317	311.8	4.01	%49.48
دورة هجينة بمبادل حراري ودورة امتصاصية ثنائية $t_{GL} = 75℃ \& t_{SH} = 30℃$	35	3.23	226.25	3.66	%15.13

الاستنتاجات والخلاصة :

1- تبلغ الزيادة في معامل الأداء الناتج عن اضافة مبادل استرجاعي ودورة امتصاصية على التفرع 54.79% من أجل درجة حرارة تكاثف 28°C و 59.26% من أجل حرارة تكاثف 35°C، ونسبة الزيادة 14.48% عند حرارة تكاثف 28°C و 19.4% عند حرارة تكاثف 35°C ، هي نسبة الزيادة الناتجة فقط عن إضافة دورة امتصاصية تفرعيه لدورة انضغاطية فوق الحرجة بمبادل SH

2- تُخفَّضُ نسبة انضغاط الدورة الهجينة بمقدار 28.67% في حالة إضافة مبادل استرجاعي SH للدورة الانضغاطية عند درجة حرارة تكاثف 28°C وتُخفَّض بنسبة 34.6% من أجل حرارة تكاثف 35°C.

3- تُخفَّضُ نسبة الانضغاط بمقدار 200% في حالة إضافة مبادل استرجاعي SH واستخدام دورة امتصاصية أحادية المرحلة لإنتاج الاستطاعة التبريدية نفسها $Q_{tot} = 210[kW]$ عند درجة حرارة تكاثف 28°C وتخفيضها بمقدار 144% عند درجة حرارة تكاثف 35°C ، علماً أنَّه لا يمكن الوصول إلى هذه الاستطاعة التبريدية في حال استخدام الدورة البسيطة نفسها سواء كانت هذه الدورة فوق الحرجة R744 وذلك ضمن الشروط الحدية نفسها في هذه الدراسة ، حيث نحتاج لزيادة التدفُّق للوصول إلى هذه الاستطاعة .

4- أعلى قيمة لمعامل الأداء بأقل نسبة انضغاط يتحقق من أجل الحالات المدروسة بالقيمة 5.93 بنسبة انضغاط 2.09 عند درجة حرارة تكاثف 28°C ، و 4.3 بنسبة انضغاط 2.57 لدرجة حرارة التكاثف 35°C ، وكلا الحالتين محققة باستخدام دورة هجينة بمبادل حراري لزيادة التسخين بمجال يتراوح من $\Delta t_{SH} = (23 \div 30)°C$

5- وفق الدراسة المرجعية السادسة من فصل الدراسات المرجعية فإنَّ استخدام دورة تبريد R134a لزيادة تبريد وسيط التشغيل R744 بعد مبرد الغاز أدَّى للحصول على معامل أداء 3.5 ، وفي الدراسة المرجعية العاشرة استُخدمت دورة تبريد امتصاصية أحادية لإعادة تبريد وسيط التشغيل R744 بعد مبرد الغاز وبلغت نسبة الزيادة

في معامل الأداء 23.4% عند شروط مقاربة لشروط الدراسة الحالية(حرارة تبخر 5°C وتكاثف 35°C) في حين أن نسبة زيادة معامل الأداء الأعظمية المحققة في الدراسة الحالية مقدارها 54.79% عند حرارة تكاثف 28°C و 59.26% من أجل حرارة تكاثف 35°C.

المقترحات والتوصيات:

1- اجراء دراسة لتحديد كمية الطاقة المستفادة للتدفئة من الدورة الهجينة بحيث تُستخدم الدورة الهجينة للتدفئة أيضاً بدلاً من استخدام مرجل لتأمين المياه الساخنة ، إضافة لاستخدامها لغرض التكييف .

2- إجراء دراسة تصميمية لمكونات الدورة الهجينة المدروسة وتنفيذ منصة اختبارية.

3- إجراء دراسة تقييم طاقي لاستخدام محلول (أمونيا- ماء) بدلاً من محلول (ماء- بروميد الليثيوم).

المراجع:

[1]Pettersen, J. (ed.); Divisjon Kulde NTH-SINTEF, Trondheim (Norway); 295 p; 1992; p. 147-163*; International Institute of Refrigeration meeting on refrigeration*, energy and environment; Trondheim (Norway); 22-24 Jun 1992; Available from SINTEF, N-7034 Trondheim, Norway.

[2] United Nations Framework Convention on Climate Change (1997) *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Chang*

[3] A.Salman,(2005),"*Beitrage Zur Kalteerzeuguug Solar theamisch Betriebener Absorption Skaltemaschiren Zur Kalteerzeuguug und Raumklimatisirung*".

[4] Rony R-U , Yang H , Krishnan S , Song J , (2019*)," Recent Advances in Transcritical CO2 (R744) Heat Pump System: A Review "* , Published: 31 January 2019 , Energies 2019, 12, 457; doi:10.3390/en12030457 .

[5]Staub.Jeff,Dindier.Bjarne,(2004),"*CO2 As Refrigerant: The Transcritical Cycle*",The NEWS Air Conditioning:Heating:Refrigeration.

[6] Dao K. (1978a)." *A New Absorption Cycle: The Single-Effect Regenerative Absorption Refrigeration Cycle*", Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, Berkeley,CA, USA

[7] Dao K. (1978b). "*Conceptual Design of an Advanced Absorption Refrigeration Cycle: The Double-Effect Regenerative Absorption Refrigeration Cycle*", Lawrence Berkeley Laboratory,University of California, Berkeley, CA, USA.

[8] Stene J ,(N.D), "*HIGH-EFFICIENCY CO2 HEAT PUMP WATER HEATER SYSTEMS FOR RESIDENTIAL AND NON-RESIDENTIAL BUILDINGS* " , SINTEF Energy Research , 7465 Trondheim, Norway .

[9] Lin K-H , Kuo CH-SH , Hsieh W-D , Wang CH ,(2013) ,*" Modeling and simulation of the transcritical CO2 heat pump system*" , international journal of refrigeration 36 (2013) 2048e2064 .

[10] Minea V , (2014) , "*Efficient Process Integration and Cooling & Heating Energy Performance of Supercritical CO2 Heat Pumps*" , 11th IEA Heat Pump Conference 2014, May 12-16, 2014, Montréal, Québec, Canada .

[11] Y.T. Ge , S.A. Tassou , I D. Santosa K. Tsamos,(2014)" *Design Optimisation of CO2 Gas cooler/Condenser in a Refrigeration System*",The 6th International

Conference on Applied Energy – ICAE2014, Energy Procedia 61 (2014) 2311 – 2314,

[12] Stenstadvold K , Nekså P,(2016) " *TRANSCRITICAL CO2 HEAT PUMPING SYSTEMS* " , SINTEF Energy Research .

[13] Song S , Cao V ,(2018)" *The evaluation of optimal discharge pressure in a water-precooler-based transcritical CO2 heat pump system* " , Applied Thermal Engineering 131 (2018) 8–18 .

[14] Yufeng Wang , Dandong Wang , Binbin Yu , Junye Shi ,Jiangping Chen,(2018)," *Experimental and numerical investigation of a CO2 heat pump system for electrical vehicle with Series Gas Cooler conÞguration*",*International Journal of Refrigeration* (2018), doi: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.001

[15] Dai .B , Qi H, Liu SH, Ma M , (2019) ," *Evaluation of transcritical CO2 heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating*" , Energy Conversion and Management 192 (2019) 202–220 .

[16]Andrej Gibelhaus , Nicolas Fidorra , Franz Lanzerath , Uwe Bau , Jürgen Köhler , AndréBardow,(2019)," *Hybrid refrigeration by CO 2 vapour compression cycle and water-based adsorption chiller: An efficient combination of natural working fluids*",International Journal of Refrigeration 103 (2019) 204–214.

[17] T.Christos ,B. Evangelos , (2019) ," *Enhancing the performance of a CO2 refrigeration system with the use of an absorption chiller*", International Journal of Refrigeration · September 2019 DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.09.009

[18] P. D'Agaro, M.A. Coppola, G. Cortella,(2020)," *Effect of dedicated mechanical subcooler size and gas cooler pressure control on transcritical CO2 booster systems*", Applied Thermal Engineering (2020), doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116145

[19] F. Ill´an-G´omez, V.F. Sena-Cuevas, J.R. García-Cascales, F.J.S. Velasco ,(2021), "*Analysis of the optimal gas cooler pressure of a CO2 heat pump with gas bypass for hot water generation*", Applied Thermal Engineering 182 (2021) 116110

[20] Gibelhaus.A, Fidorra. N, Lanzerath. F, Bau . Uwe, Köhler. J ,(2019), Hybrid refrigeration by CO 2 vapour compression cycle and water-based adsorption chiller: An efficient combination of natural working fluids", International Journal of Refrigeration 103 (2019) 204–214.

Abstract

1. **Research background**

This research studies the possibility of taking advantage of the heat released from the gas cooler in a compression cycle working on R744. It is used to run an absorption refrigeration cycle that adds a cooling effect to the effect generated as a result of using the compression refrigeration cycle. The work goes on according to three hypotheses (a simple hybrid cycle with a single-stage absorption cycle - a hybrid cycle by adding a heat exchanger SH to achieve super-heating with a single-stage absorption cycle - a hybrid cycle with a heat exchanger SH to achieve super-heating with a two-stage cascade flow absorption cycle).

2. **The Purpose of the research**

The research aims to obtain the required cooling capacity with the lowest possible energy consumption. This can lead to reduce the compression ratio in the supercritical R744 cycle. In addition, other benefits can be obtained due to the thermodynamic chemical properties of the used refrigerants (ODP = 0, GWP = 1), therefore it is considered an environmentally friendly refrigerant. The high value of specific heat which helps in reducing the amount of refrigerant and minimizing the size of refrigeration cycle components).

3. **Materials and methods**

A theoretical study was conducted using the Engineering Equations Solution Program EES. The results were obtained, compared, then recompared with previous studies.

4. **Practical results**

The best performance coefficient was reached for the hybrid cycle (5.93), with an increase in the performance coefficient of 54.79% and a compression ratio of (2.09), achieving a reduction of the compression ratio by 200% compared to the supercritical traditional cycle R744, by using a heat exchanger SH to increase the heating of the refrigerant by 23℃ In addition to the single-stage H_2O/BrLi adsorption cycle at a condensation temperature of 28 ℃. The best performance coefficient for the hybrid cycle (4.3), with an increase in the performance coefficient of 59.26% at a compression ratio of (2.57). So, a reduction in the compression ratio by 144% was achieved compared to the supercritical R744 traditional cycle, using a heat exchanger SH to increase the heating of the refrigerant by 30℃,

in addition to the single-stage H_2O/BrLi adsorption cycle at a condensing temperature of 35℃.

5. Conclusions from the researcher's point of view

The results showed an increase in the performance coefficient and cooling capacity in the entire field of study compared to the supercritical compressive cycle R744. In addition to a decrease in the compression ratio compared to the supercritical compressive cycle R744.

6. Keywords

Hybrid refrigeration cycle, supercritical heat pump, R744-Co_2, single-stage absorption refrigeration cycle, Cascade two-stage absorption refrigeration cycle, air conditioning.

SYRIAN ARAB REPUBLIC
DAMASCUS UNIVERSITY
FACULTY OF MECHANICAL & ELECTRICAL ENGINEERING
GENERAL MECHANIC DEPARTMENT

Energy Evaluation Of Hybrid Absorptive - Co_2 Compressive System

A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Cooling Engineering

By
Eng. Ahmad Younes Hejazi

SCIENTAFIC SUPERVISOR
Prof.Dr.Eng Wajih MHD Kair Naimeh

2023