



الجمهورية العربية السورية

جامعة دمشق

كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية

قسم الميكانيك العام - الدراسات العليا

الاستخدام الجيوتحراري في دارات التكييف

رسالة مقدمة لنيل درجة الماجستير في هندسة التبريد

المشرف العلمي

الدكتور المهندس وجيه محمد خير ناعمة

أستاذ في قسم الميكانيك العام - جامعة دمشق

إعداد المهندس

خالد محمد نبيه الخطيب

2012-2013

الاستخدام الجيولوجي في دارات التكيف

شكر وتقدير:

جزيل الشكر والعرفان والتقدير إلى أستاذي الفاضل المشرف على هذه الرسالة الدكتور **وجيه محمد خير ناعمة**، الذي مهما أثبتت عليه من كلمات الشكر فلن أوفيه حقه، لما قدمه لي من علم وجهد وتوجيه ونصائح مفيدة، كان لها الدور الهام في إخراج هذه الرسالة على الوجه الذي يليق بها.

وأتقدم إلى أساتذتي الأكارم في قسم الميكانيك العام بأسمى آيات الشكر والعرفان، لما قدموه ويقدموه من جهد عظيم في تدريس وتطوير العلوم الهندسية، وكان لهم دور فريد في بناء أجيال متميزة من مهندسي الوطن.

تمهيد:

تقوم منظومات تكييف الهواء بالحفاظ على درجة حرارة مريحة للإنسان داخل الأبنية المكيفة، ويستلزم ذلك صرف طاقة يتم تأمينها عن طريق الكهرباء أو الوقود الأحفوري. تمتص الأرض 46% من الطاقة الشمسية التي تسقط على الغلاف الجوي، ويمكن استخدام هذه الطاقة الهائلة لتغطية احتياجات منظومات التكييف وخاصة أنها لا تحتاج إلى نقل. في الوقت الحاضر تستخدم المضخات الحرارية بكثرة لتكييف المباني، وتعتمد هذه الآلات على مبدأ دورة كارنو العكسية لاستخلاص الحرارة من وسط معين وتركيزها ومن ثم نقلها إلى وسط آخر ويتم ذلك بمساعدة مصدر طاقة خارجي (الكهرباء غالباً). تعرف المضخات الجيوحرارية GSHP على أنها المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي، وتؤمن تدفئة المباني وتسخين الماء بانتزاع الحرارة اللازمة من جوف الأرض كما تؤمن التبريد بعملية معاكسة. تتميز الأرض بانخفاض درجة حرارتها صيفاً وارتفاعها شتاءً مقارنة بدرجة حرارة الهواء الخارجي وذلك للطبقات السطحية والعميقة على حد سواء. تتميز الطبقات السطحية باستقرار درجة حرارتها وتقوم كذلك بعزل الطبقات العميقة عن الهواء الخارجي مما يسبب ثبات درجة حرارة هذه الطبقات على مدار العام. نتيجة لهذه المميزات ينخفض الاستهلاك الكهربائي ويرتفع مردود منظومات المضخات الجيوحرارية مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية التقليدية وبالتالي ينخفض انبعاث الغازات الملوثة للبيئة. تسمى المنظومات التي تستفيد من المخزون الحراري في طبقات الأرض العميقة بمنظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP وهي تحقق استقراراً في الأداء وتوفيراً إضافياً مقارنة بالمنظومات الأخرى. تستفيد المضخات الجيوحرارية من الطاقة المتجددة وتعتبر من أكثر التطبيقات سرعة بالانتشار وخاصة في الولايات المتحدة الأمريكية وأوروبا وفي بلاد أخرى مثل اليابان وتركيا. قدرت استطاعة التبريد والتدفئة المنتجة حول العالم بواسطة منظومات المضخات الجيوحرارية في نهاية عام 2004م بحوالي 12 [GW] ويقدر عدد المنظومات المركبة حول العالم بمليون منظومة، إلا أن عدد المنظومات المركبة في الوطن العربي يعتبر قليلاً جداً وبخاصة في الجمهورية العربية السورية، مما يستدعي التوجه لدراسة منظومات المضخات الجيوحرارية من ناحية تصميمها ومدى ملائمة استخدامها في سوريا والبلدان العربية الأخرى، بغية الاستفادة منها في توفير الكهرباء وتقليل التلوث البيئي.

الفهرس:

1.....	مقدمة
3.....	قائمة الجداول
6.....	قائمة الأشكال
10.....	الاختصارات المستخدمة في البحث
12.....	الرموز المستخدمة في البحث
18.....	المستخلص
19.....	الفصل الأول: الأسس الترموديناميكية لآلات التبريد والمضخات الحرارية
20.....	1-1 مفهوم التبريد
20.....	2-1 الدورة التبريدية المغلقة والدورة المفتوحة
20.....	3-1 تصنيف الدورات العكسية
21.....	1-3-1 آلة التبريد العاملة وفق دورة التبريد
24.....	2-3-1 آلة التبريد العاملة وفق دورة المضخة الحرارية
24.....	3-3-1 آلة التبريد العاملة وفق الدورة المشتركة
25.....	4-1 تعريف المضخة الحرارية ومبدأ عملها
26.....	5-1 دارات المضخة الحرارية
26.....	1-5-1 المضخة الحرارية التي تعتمد دورة انضغاط البخار المغلقة
26.....	1-1-5-1 الدورة النظرية (الدورة مع ممدد توربيني في حقل البخار الرطب)
27.....	2-1-5-1 الدورة الفعلية
	3-1-5-1 دورات انضغاط البخار لآلات التبريد والمضخات الحرارية المتعددة
33.....	المراحل والتسلسلية
35.....	4-1-5-1 مكونات المضخات الحرارية التي تستخدم دورة انضغاط البخار المغلقة
36.....	5-1-5-1 تصنيف المضخات الحرارية وفقاً لطبيعة المصدر والمستهلك الحراري
42.....	2-5-1 المضخة الحرارية الامتصاصية
43.....	3-5-1 المضخة الحرارية ذات دورة انضغاط البخار المفتوحة
43.....	4-5-1 المضخة الحرارية ذات دورة انضغاط البخار الميكانيكية مع مبادل حراري
45.....	5-5-1 المضخة الحرارية باستخدام دورة رانكين المقادة حرارياً
45.....	6-1 المصادر والمصارف الحرارية للمضخات الحرارية
45.....	1-6-1 الهواء

47.....	1-6-2 الماء
48.....	1-6-3 الأرض
49.....	1-6-4 الطاقة الشمسية
50.....	1-7 مميزات استخدام المضخة الحرارية
51.....	الفصل الثاني: الطاقة الجيوحرارية مفهومها واستخداماتها
52.....	2-1 تعريف المصطلح
52.....	2-2 تصنيف المصادر الجيوحرارية
54.....	2-3 الطرق والمنظومات المستخدمة للاستفادة من المصادر الجيوحرارية
54.....	2-3-1 المنظومات الجيوحرارية لتوليد الكهرباء
55.....	2-3-2 منظومات الاستخدام المباشر للطاقة الجيوحرارية
55.....	2-3-2-1 مكونات منظومة الاستخدام المباشر
55.....	2-3-2-2 العوامل المؤثرة على كلفة منظومة الاستخدام المباشر
57.....	2-3-2-3 المواد والتجهيزات
57.....	2-3-2-4 المواد الكيميائية المؤثرة في تجهيزات المنظومة الجيوحرارية المباشرة
58.....	2-3-2-5 تطبيقات المنظومات الجيوحرارية المباشرة
	2-3-3 منظومات المضخات الجيوحرارية أو المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي
58.....	Ground Source Heat Pump systems (GSHP)
	2-3-3-1 منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج
59.....	Ground Coupled Heat Pump systems (GCHP)
	2-3-3-2 منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه الجوفية
65.....	Ground Water Heat Pump systems (GWHP)
	2-3-3-3 منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه السطحية
67.....	Surface Water Heat Pump systems (SWHP)
	2-3-3-4 منظومات الآبار العمودية
68.....	Standing column Well systems (SCW)
70.....	4-2 مميزات ومساوئ استخدام منظومات المضخات الجيوحرارية
	الفصل الثالث: تصميم المبادل الحراري الأرضي في منظومات المضخات
72.....	الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج

- 1-3 العوامل المؤثرة في تصميم المبادل الحراري الأرضي الشاقولي في منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج.....73
- 2-3 معادلات تحديد طول المبادل الحراري الأرضي الشاقولي في منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج.....74
- 3-3 حساب مكونات معادلتين لتحديد طول المبادل الحراري الأرضي الشاقولي.....76
- 1-3-3 تحديد المقاومة الحرارية للحفرة Rb.....76
- 2-3-3 تحديد المقاومات الحرارية للأرض Rga , Rgd , Rgm.....81
- 1-2-3-3 اختبارات تحديد الخواص الحرارية للتربة في موقع المنظومة الجيوحرارية.....87
- 3-3-3 تحديد معامل الفقد الحراري نتيجة الدارة القصيرة Fsc.....88
- 4-3-3 تحديد معامل الحمل الجزئي خلال شهر التصميم PLFm.....90
- 5-3-3 تحديد معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Qa.....91
- 6-3-3 تحديد الطاقة المصروفة عند حمل التبريد وحمل التدفئة التصميميان Wdc, Wdh.....94
- 7-3-3 تحديد درجة حرارة الأرض tg.....95
- 8-3-3 تحديد درجة حرارة الماء عند مدخل ومخرج وحدة المضخة الحرارية twi , two.....95
- 9-3-3 تحديد تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر tp.....98
- 4-3 مثال محلول لتحديد طول المبادل الحراري الأرضي في منظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج.....99
- 5-3 التعليق على نتائج المثال المحلول.....107

الفصل الرابع: البدائل والتميمات في منظومات المضخات الجيوحرارية

- 111 الشاقولية ذات الأداء المزدوج وبرامج التصميم.....111
- 1-4 البدائل والتغييرات الممكنة في تصميم الحلقة الأرضية الشاقولية دون تغيير معادلات التصميم.....112
- 1-1-4 البدائل المؤدية إلى تقليل الطول الإجمالي للحفر.....112
- 2-1-4 البدائل الممكنة لأنابيب HDPE ذات القطر الكبير غير المناسب للتركيب.....113
- 3-1-4 البدائل الممكنة عند عدم كفاية مساحة الأرض الموجودة في موقع المشروع.....114
- 4-1-4 نتائج استخدام وحدات مضخة حرارية ذات معدل فعالية طاقة EER أصغر.....114
- 5-1-4 تقدير الخطأ في عدد ساعات الحمل الكامل.....114

- 4-1-6 مناقشة البدائل والتغييرات الممكنة في تصميم الحلقة الأرضية الشاقولية دون
تغيير معادلات التصميم 115
- 4-2-2 البدائل والتغييرات الممكنة في تصميم الحلقة الأرضية الشاقولية مع انعدام بعض حدود
معادلات التصميم..... 116
- 4-2-1 صرف الطاقة الزائدة الواردة إلى الأرض بتبديدها إلى الجو المحيط
دون الاستفادة منها..... 119
- 4-2-2 صرف الطاقة الزائدة الواردة إلى الأرض بالاستفادة منها في تسخين المياه..... 131
- 4-3 مضخات وأنابيب الحلقة الأرضية في منظومات المضخات الجيواحرارية الشاقولية
ذات الأداء المزدوج..... 132
- 4-3-1 تأثير الاستطاعة الكهربائية المستهلكة في مضخة الحلقة الأرضية على معدل فعالية
الطاقة للمنظومة الجيواحرارية..... 133
- 4-3-2 تأثير زمن تشغيل المضخة على الطاقة المستهلكة..... 135
- 4-3-3 المعايير الأساسية لحساب واختيار أنابيب ومضخات الحلقة الأرضية..... 136
- 4-3-4 حساب فاقد الضغط للحلقة الأرضية..... 145
- 4-3-5 طريقة تقسيم الحلقة الأرضية وتحديد متماتها..... 148
- 4-3-6 التحكم بتشغيل المضخات وترتيبها في الحلقة الأرضية..... 151
- 4-4 استخدام برامج الحاسوب لتصميم منظومات VGCHP..... 153

الفصل الخامس: الأثر الاقتصادي والبيئي لاستخدام المنظومات الجيواحرارية

- في دارات التكيف..... 159
- 5-1 قيم استهلاك الطاقة واستطاعة التدفئة والتبريد لمنظومات المضخات
الجيواحرارية VGCHP مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية الأخرى..... 160
- 5-1-1 وضع التبريد..... 160
- 5-1-2 وضع التدفئة..... 162
- 5-1-3 الأداء المزدوج للمضخات الجيواحرارية ومقدار التوفير
الحاصل في الاستهلاك الكهربائي..... 164
- 5-2 الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP مقارنة بمنظومات التكيف الأخرى..... 168
- 5-3 تخفيف الانبعاثات الضارة باستخدام منظومات VGCHP مقارنة بالمنظومات الأخرى..... 169
- 5-4 أمثلة عملية على مقارنة الكلفة التأسيسية والاستثمارية لمنظومات المضخات الجيواحرارية
الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP مع عدد من المنظومات التقليدية..... 170
- 5-4-1 مقارنة الكلفة التأسيسية..... 171

173.....	2-4-5 تخفيض الكلفة التأسيسية باستخدام منظومات VGCHP الهجينة
174.....	3-4-5 مقارنة الكلفة الاستثمارية (كلفة التشغيل)
176.....	5-5 زمن استرداد الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP
179.....	الاستنتاجات والتوصيات (Thesis)
180.....	1- الفرضيات المستخلصة من البحث
184.....	2- التوصيات والمقترحات
186.....	مراجع البحث
188.....	الملحق 1
192.....	الملحق 2
204.....	Abstract

مقدمة:

تصنف منظومات المضخات الجيولوجية GSHP ضمن منظومات الطاقة المتجددة، كونها تستفيد من المخزون الحراري في جوف الأرض. يتحقق التوفير الكهربائي عند عمل المنظومات الجيولوجية في تكييف المباني نتيجة للخواص الحرارية المتميزة للأرض ودرجة الحرارة المستقرة للتربة. يتراوح التوفير في وضع التبريد بين 20-50% وبين 30-70% في وضع التدفئة كما يترتب على ذلك تقليل انبعاث الغازات الضارة بالبيئة حتى 65% مقارنة بالمضخات الحرارية التقليدية.

توجد عدة أنواع لمنظومات المضخات الجيولوجية مثل منظومات المياه السطحية SWHP والجوفية GWHP ومنظومات الأداء المزدوج GCHP، إذ يتميز كل نوع بشكل ومكان توضع الحلقة الأرضية (Ground Loop) وطريقة تصميم الجزء الأهم فيها وهو المبادل الحراري الأرضي GHX.

تبقى درجة حرارة التربة والطبقات الجيولوجية على عمق أكبر من 10 [m] ثابتة على مدار السنة مما يجعل من منظومات المضخات الجيولوجية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP من أكثر المنظومات استقراراً في الأداء وتوفيراً في الاستهلاك الكهربائي، إذ إن مبادلها الأرضي يركب على أعماق كبيرة تتراوح بين 15-180 [m].

نتيجة لمميزاتها الفريدة، توجه البحث في محوره الأول لدراسة تصميم منظومات VGCHP وفق الطرق العالمية المتبعة وتبيان تأثير العوامل المختلفة على أداء المنظومة وتحديد بدائل التصميم الممكنة عند عدم ملائمة المنظومة للموقع أو لظروف المبنى، كما تم إلحاق كل البيانات وبارامترات التصميم اللازمة على شكل جداول ومخططات وشرح برامج الحاسوب المستخدمة في هذا المجال. وتم التطرق بشكل سريع للمنظومات الجيولوجية الأخرى ومميزاتها واعتباراتها التصميمية.

توجه البحث في محوره الثاني إلى مناقشة سبل تخفيض الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP التي تعتبر مرتفعة نسبياً، وتمت دراسة الطرق المعروفة لذلك واقتراح منظومة هجينة جديدة مع تحديد معادلات التصميم والتجهيزات المتممة والبرنامج المنطقي ومقدار التأثير على كل من الكلفة التأسيسية والاستثمارية.

يتألف البحث من خمسة فصول :

- يتضمن الفصل الأول الأسس الترموديناميكية لعمل آلات التبريد والمضخات الحرارية وتعريفها وتصنيفها ومميزاتها كما يضم شرحاً لخواص المصادر والمصارف الحرارية.
- يتضمن الفصل الثاني تعريفاً بمنظومات المضخات الجيولوجية المختلفة وتحديد مميزاتها ومساوئها والمقارنة بينها.
- يتضمن الفصل الثالث شرح طريقة تصميم المبادل الحراري الأرضي الشاقولي في منظومات VGCHP مع تحديد العوامل المؤثرة على عملية التصميم والموديل الرياضي، يرافق ذلك جداول بيانات التصميم والأشكال المساعدة وشرح فكرة المنظومات الهجينة ومثال محلول.

- يتضمن الفصل الرابع إتمام تصميم الحلقة الأرضية لمنظومات VGCHP من ناحية اختيار المضخات والأنابيب ومنظومات التحكم والصمامات ووحدات المضخات الحرارية ومناقشة تأثير الاختيار على الكلفة التأسيسية والاستثمارية، يرافق ذلك جداول وبيانات يتم الاختيار بمساعدتها.
- يتضمن الفصل أيضاً دراسة حل جديد لتوفير الكلفة التأسيسية ورفع معامل الأداء COP مع اختيار التجهيزات المطلوبة ووضع الموديل الرياضي ووضع البرنامج المنطقي واستخدام مثال محلول.
- يتضمن الفصل الخامس المقارنة الاقتصادية لمنظومات VGCHP مع المنظومات التقليدية من ناحية الكلفة التأسيسية والكلفة الاستثمارية ومعامل الأداء COP ومعدل فعالية الطاقة EER والأثر البيئي وحساب زمن استرداد الكلفة التأسيسية.
- كما يضم البحث في نهايته الاستنتاجات والتوصيات والمقترحات (Thesis) لاستخدام المنظومات الجيوحرارية في دارات التكييف.

والله ولي التوفيق

م. خالد مجمد نبيه الخطيب

دمشق 6 تشرين الأول 2012

قائمة الجداول:

رقم الجدول	اسم الجدول	الصفحة
الجدول 1-1	ملخص العمليات الترموديناميكية لدورة انضغاط البخار المغلقة الفعلية	31
الجدول 2-1	حالة نقاط دورة انضغاط البخار المغلقة لآلة التبريد والمضخة الحرارية	32
الجدول 3-1	مقارنة بين آلة التبريد التسلسلية والمتعددة المراحل	33
الجدول 4-1	عوامل تؤخذ بعين الاعتبار عند اختيار الهواء كمصدر أو مستهلك حراري	46
الجدول 5-1	عوامل تؤخذ بعين الاعتبار عند اختيار الماء كمصدر أو مستهلك حراري	47
الجدول 6-1	العوامل المؤثرة عند اختيار الطاقة الشمسية أو العمليات الصناعية كمصدر أو مستهلك حراري	49
الجدول 1-2	أصناف كيميائية مختارة تؤثر في طريقة طرح السائل الجيوحراري	56
الجدول 1-3	المقاومة الحرارية للثقوب الأرضية R_b المحتوية على مادة الملء وأنابيب البولي إيثيلين عالي الكثافة HDPE المتوضعة على شكل U ضمن الحفرة	78
الجدول 2-3	قيم التصحيح للمقاومات الحرارية عند اختلاف نوع مادة الملء عن الأرض المحيطة	79
الجدول 3-3	قيم المقاومة الحرارية R_p لأنابيب HDPE	81
الجدول 4-3	الموصلية والناشرية الحرارية للتربة الرملية والطينية	82
الجدول 5-3	الخواص الحرارية للصخور عند درجة الحرارة 25 [C°]	83
الجدول 6-3	قيم الموصلية الحرارية للغراوت وبعض مواد الملء	84
الجدول 7-3	اختيار مادة الملء المناسبة حسب الطبقات الجيولوجية السائدة	85
الجدول 8-3	القطر المكافئ لمبادل الـ HDPE الشاقولي ذي الشكل U	86
الجدول 9-3	قيمة معامل الفقد الحراري نتيجة الدارة القصيرة F_{sc}	90
الجدول 10-3	عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التبريد في عدة مدن من القطر العربي السوري	92
الجدول 11-3	عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة في عدة مدن من القطر العربي السوري	93
الجدول 12-3	قيم معاملات التصحيح C_{fc} ، C_{fh} في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج	93

رقم الجدول	اسم الجدول	الصفحة
الجدول 3-13	درجات حرارة الأرض في عدة مدن وبلدان من العالم على عمق أكبر من 10 [m]	96
الجدول 3-14	قيم فروقات درجة الحرارة التي تحصل ضمن وحدة المضخة الحرارية في المنظومات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج	97
الجدول 3-15	تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر لشبكة حفر 10×10 واستطاعة التبريد التصميمية حتى 100 طن تبريد	99
الجدول 3-16	عوامل التصحيح لدرجة الحرارة t_p لشبكات حفر مختلفة	99
الجدول 3-17	أحمال التدفئة والتبريد وعدد ساعات الحمل المكافئ	101
الجدول 3-18	بيانات وحدات المضخات الحرارية ماء - هواء لأحد الشركات الصانعة	102
الجدول 3-19	النسب المئوية لتصحيح بيانات وحدة المضخة الحرارية في وضع التبريد	102
الجدول 3-20	النسب المئوية لتصحيح بيانات وحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة	103
الجدول 3-21	بيانات وحدات المضخة الحرارية المختارة في وضع التبريد	104
الجدول 3-22	بيانات وحدات المضخة الحرارية المختارة في وضع التدفئة	104
الجدول 4-1	تأثير مختلف البدائل والتغييرات المتاحة على منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج	115
الجدول 4-2	التحقق من جودة اختيار مضخات الحلقة الأرضية عند معدل التدفق 0.16 إلى 0.19 [L/s] لكل طن من استطاعة التبريد التصميمية	136
الجدول 4-3	توصيات وصل المبادلات الشاقولية على التسلسل في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP	138
الجدول 4-4	فوائد الضغط الموصى بها للأنابيب الرئيسية والمجمعات في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP	139
الجدول 4-5	فاقد الضغط للمتر الطولي من أنابيب HDPE نوع SDR11 بوحدة [Pa/m]	145
الجدول 4-6	الطول المكافئ I_{eqv} لعدة أنواع من متممات التوصيل لأنابيب HDPE	147
الجدول 4-7	المعامل C_v بوحدة [L/s] لأنواع مختلفة من الصمامات	149
الجدول 4-8	معدلات التدفق المطلوبة لعملية التدفق المفاجئ	150
الجدول 5-1	تكلفة تركيب الحلقة الأرضية [m/\$]	169
الجدول 5-2	الانبعاثات الضارة لثلاثة منظومات تقليدية مقترحة مقارنة بمنظومات المضخات الجيوحرارية GSHP	170

الصفحة	اسم الجدول	رقم الجدول
171	كلفة استخدام مضخات حرارية هواء- هواء متعددة	الجدول 3-5
172	كلفة استخدام منظومة المضخة الجيوحرارية VGCHP	الجدول 4-5
174	الطاقة الكهربائية المستهلكة لمضخات حرارية هواء- هواء متعددة (وضع التبريد)	الجدول 5-5
174	الطاقة الكهربائية المستهلكة لمضخات حرارية هواء- هواء متعددة (وضع التدفئة)	الجدول 6-5
175	الطاقة الكهربائية المستهلكة لمضخة حرارية هواء- هواء (وضع التبريد)	الجدول 7-5
175	الطاقة الكهربائية المستهلكة في منظومة VGCHP (وضع التبريد)	الجدول 8-5
176	الطاقة الكهربائية المستهلكة في منظومة VGCHP (وضع التدفئة)	الجدول 9-5
176	نسبة تخفيض الاستهلاك الكهربائي لمنظومة VGCHP مقارنة بمنظومات تقليدية أخرى	الجدول 10-5
178	زمن استرداد الكلفة التأسيسية الزائدة [year] لمنظومات VGCHP مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية هواء- هواء المتعددة	الجدول 11-5
178	التوفير في الكلفة التأسيسية لمنظومة VGCHP مقارنة بمنظومة مضخة حرارية هواء - هواء واحدة ومقدار توفير الاستهلاك الكهربائي في وضع التبريد	الجدول 12-5

قائمة الأشكال:

رقم الشكل	اسم الشكل	الصفحة
الشكل 1-1	الدورات العكسية في مخطط $T - s$	21
الشكل 2-1	دورة كارنو العكسية المثالية	22
الشكل 3-1	دورة كارنو العكسية الفعلية بالنسبة لعملية التبادل الحراري	23
الشكل 4-1	المقارنة بين الدورات العكسية المختلفة باستخدام دورة كارنو العكسية المثالية	24
الشكل 5-1	مبدأ عمل آلة التبريد والمضخة الحرارية	25
الشكل 6-1	مضخة حرارية تعتمد دورة انضغاط البخار المغلقة	27
الشكل 7-1	دورة انضغاط البخار المغلقة النظرية للمضخة الحرارية وآلة التبريد على مخططي $T-s$ و $i - \log P$	27
الشكل 8-1	دورة انضغاط البخار المغلقة بوجود صمام خنق على مخطط $T - s$	28
الشكل 9-1	دورة انضغاط البخار المغلقة مع زيادة تبريد السائل وزيادة تحميص البخار على مخطط $T - s$	29
الشكل 10-1	دورة انضغاط البخار المغلقة الفعلية للمضخة الحرارية وآلة التبريد على مخططي $T-s$ و $i - \log P$	30
الشكل 11-1	المضخات الحرارية بمرحلتين انضغاط وتمثيل دورة انضغاط البخار على مخطط $T - s$	34
الشكل 12-1	مضخة حرارية هواء - هواء بثبات اتجاه تدفق الهواء	37
الشكل 13-1	مضخة حرارية هواء - هواء بثبات دورة وسيط التبريد	37
الشكل 14-1	مضخة حرارية وفق مخطط ماء - هواء	38
الشكل 15-1	مضخة حرارية ماء - ماء بثبات دورة وسيط التبريد	40
الشكل 16-1	المضخة الحرارية هواء - سائل مع مبادل حراري إضافي	40
الشكل 17-1	مضخة حرارية جوف الأرض - هواء	41
الشكل 18-1	المضخة الحرارية الامتصاصية	42
الشكل 19-1	مضخة حرارية ذات دورة انضغاط البخار المفتوحة	44
الشكل 20-1	مضخة حرارية ذات دورة انضغاط البخار الميكانيكية مع مبادل حراري	44
الشكل 21-1	مضخة حرارية باستخدام دورة رانكين المقادة حرارياً	44
الشكل 22-1	مقارنة منظومات التدفئة مع المضخة الحرارية	50

الصفحة	اسم الشكل	رقم الشكل
53	مناطق المصادر الحملية السائلة في الولايات المتحدة الأمريكية	الشكل 1-2
54	المنظومة الجيوحرارية غير المباشرة لتوليد الكهرباء	الشكل 2-2
55	منظومة الاستخدام المباشر مع مبادل حراري وإعادة حقن	الشكل 3-2
59	مخطط رمزي لمنظومة المضخة الجيوحرارية في وضعي التدفئة والتبريد	الشكل 4-2
60	مخطط رمزي للمبادل الحراري الأرضي المغلق	الشكل 5-2
61	منظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج	الشكل 6-2
62	مبادل حراري أرضي أفقي مغلق ذو أنبوب واحد	الشكل 7-2
62	مبادل حراري أرضي أفقي مغلق ذو أنابيب متعددة	الشكل 8-2
63	مبادل حراري أرضي أفقي مغلق ذو أنابيب حلزونية	الشكل 9-2
65	مخطط رمزي لمنظومة مضخة جيوحرارية ذات أداء مزدوج وتمدد مباشر	الشكل 10-2
66	مخطط رمزي لمنظومة المضخة الجيوحرارية ذات المياه الجوفية	الشكل 11-2
68	مبادل حراري حلزوني مغمور في بحيرة	الشكل 12-2
69	منظومة بئر عمودي	الشكل 13-2
76	تركيبية نموذجية لأنبوب U في نموذجين مختلفين للطبقات الجيولوجية	الشكل 1-3
87	العلاقة بين عدد فورييه والمعامل G لحساب المقاومة الحرارية للأرض	الشكل 2-3
89	جهاز قياس الخواص الحرارية للتربة	الشكل 3-3
89	تقسيم المبادل الشاقولي إلى مبادلين أو ثلاثة مبادلات موصولة على التسلسل	الشكل 4-3
95	درجات حرارة الأرض $[C^0]$ في ولاية ألاباما الأمريكية على عمق 45 [m]	الشكل 5-3
96	درجات حرارة المياه الجوفية التقريبية $[Co]$ في الولايات المتحدة الأمريكية	الشكل 6-3
100	مخطط بناء مقر شركة يقع على أطراف مدينة دمشق	الشكل 7-3
109	مخطط رمزي لمنظومة مضخة جيوحرارية شاقولية هجينة $(Lc > Lh)$ طول الحفر يساوي Lh	الشكل 8-3
120	ربط وحدة وشيعة مروحية مع منظومة جيوحرارية شاقولية مغلقة ذات أداء مزدوج	الشكل 1-4

الصفحة	اسم الشكل	رقم الشكل
123	مخطط توضيحي لوحدة PLC	الشكل 2-4
124	نموذج لوحدة PLC مدمجة	الشكل 3-4
126	الأشكال الاصطلاحية المستخدمة في مخططات التدفق الصندوقية	الشكل 4-4
127	مخطط التدفق الصندوقي العام والتفصيلي لبرنامج PLC في منظومة VGCHP مع وشيعة مروحية	الشكل 5-4
132	منظومة VGCHP مع وحدة مضخة حرارية ماء- ماء إضافية لتسخين مياه حوض سباحة	الشكل 6-4
134	تغير معدل فعالية الطاقة لمنظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج مع تغير معدل التدفق في الحلقة الأرضية	الشكل 7-4
140	حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب HDPE المختلفة عند الأقطار الصغيرة	الشكل 8-4
141	حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR17 ذات الأقطار الكبيرة	الشكل 9-4
142	حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR13.5 ذات الأقطار الكبيرة	الشكل 10-4
143	حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR11 ذات الأقطار الكبيرة	الشكل 11-4
144	حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR9 ذات الأقطار الكبيرة	الشكل 12-4
146	معاملات تصحيح فاقد الضغط للمتر الطولي لمحاليل غلايكول البروبيلين	الشكل 13-4
147	معاملات تصحيح فاقد الضغط للمتر الطولي لمحاليل غلايكول الإيثيلين	الشكل 14-4
150	المجمع الرئيسي والثانوي والخطوط الرئيسية في منظومات VGCHP	الشكل 15-4
151	استخدام خط رئيسي راجع معكوس في منظومات VGCHP	الشكل 16-4
152	منظومة VGCHP حلقتها الأرضية مقسمة لثلاثة أقسام مع الصمامات اللازمة	الشكل 17-4
153	منظومة VGCHP مع مضخات متغيرة السرعة	الشكل 18-4
154	نافذة إدخال أحمال التكيف التصميمية للبناء	الشكل 19-4

الصفحة	اسم الشكل	رقم الشكل
154	نافذة إدخال درجات حرارة ومعدل تدفق المياه	الشكل 4-20
155	نافذة إدخال نوع وحدات المضخات الحرارية	الشكل 4-21
155	نافذة إدخال بيانات جوف الأرض	الشكل 4-22
156	نافذة إدخال بيانات أنابيب HDPE	الشكل 4-23
156	نافذة إدخال بيانات الحلقة الأرضية	الشكل 4-24
157	نافذة المخرجات	الشكل 4-25
158	نافذة الوصول السريع	الشكل 4-26
161	تغير معامل التبريد مع درجتي حرارة التبخر والتكاثف	الشكل 5-1
161	تغير التأثير التبريدي مع درجتي حرارة التبخر والتكاثف	الشكل 5-2
162	تغير معدل فعالية الطاقة مع تغير درجة حرارة الهواء الخارجي في المضخات الحرارية المنزلية	الشكل 5-3
163	علاقة معامل واستطاعة التدفئة بدرجة حرارة تبخر وسيط التبريد عند ثبات درجة حرارة التكاثف	الشكل 5-4
164	تغير معامل الأداء للمضخات الجيوحرارية مع تغير درجة حرارة جوف الأرض	الشكل 5-5
166	مقارنة كلفة التشغيل لمنظومات GCHP مع عدد من المنظومات التقليدية	الشكل 5-6
166	الكلفة المترتبة على استخدام منظومة التدفئة العاملة على زيت الديزل أو المازوت	الشكل 5-7
167	الكلفة المترتبة على استخدام منظومة التبريد التي تعتمد أجهزة التكييف المنزلية ذات القطعتين	الشكل 5-8
167	الكلفة المترتبة على استخدام منظومة VGCHP للقيام بالتكييف على مدار العام	الشكل 5-9
168	مقارنة كلفة استهلاك الطاقة على مدار العام لمنظومات VGCHP مع المنظومات التقليدية	الشكل 5-10
171	نسب انبعاث غاز CO ₂ لعدد من المنظومات التقليدية مقارنة بمنظومات المضخات الجيوحرارية	الشكل 5-11

الاختصارات المستخدمة في البحث:

الصفحة	الاختصار	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
170	ACC	Air Cooled Chiller	مبرد ماء ذي تكاثف هوائي
175	AHRI	Air conditioning, Heating and Refrigeration Institute in US	معهد تكييف الهواء والتدفئة والتبريد في الولايات المتحدة
174	ARI	Air conditioning and Refrigeration Institute in US	معهد تكييف الهواء والتبريد في الولايات المتحدة
190	ASTM	American Society of Testing and Materials	الجمعية الأمريكية للمواد والاختبارات
71	CAV	Constant Air Volume	منظومات حجم الهواء الثابت
91	CDD ₁₈	Cooling Degree Day	مستوى التبريد لليوم
32	COP	Coefficient Of Performance	معامل الأداء
170	DOE	U.S. Department of Energy	هيئة الطاقة الأمريكية
64	DXGCHP	Direct eXpansion Ground Coupled Heat Pump systems	منظومات المضخات الجيولوجية ذات الأداء المزدوج والتمدد المباشر
32	EER	Energy Efficiency Ratio	معدل فعالية الطاقة
133	EER _{System}	Energy Efficiency Ratio of system	معدل فعالية الطاقة للمنظومة
73	EFLH	Equivalent Full Load Hours	عدد ساعات الحمل الكامل
91	EFLH _c	Equivalent Full Load Hours for cooling	عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التبريد
91	EFLH _h	Equivalent Full Load Hours for heating	عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة
177	EXPBP	Extra Cost Pay Back Period	فترة استرجاع الكلفة التأسيسية الزائدة
59	GCHP	Ground Coupled Heat Pump systems	منظومات المضخات الجيولوجية ذات الأداء المزدوج
58	GHX	Geothermal Heat Exchanger	مبادل حراري أرضي

الصفحة	الاختصار	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
58	GSHP	Ground Source Heat Pump systems	منظومات المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي
65	GWHP	Ground Water Heat Pump systems	منظومات المضخات الجيولوجية ذات المياه الجوفية
92	HDD ₁₈	Heating Degree Day	مستوى التدفئة لليوم
59	HDPE	High Density Polyethylene	بولي إيثيلين عالي الكثافة
61	HGCHP	Horizontal Ground Coupled Heat Pump systems	منظومات المضخات الجيولوجية الأفقية ذات الأداء المزدوج
118	PLC	Programmable Logic Controller	المتحكم المنطقية القابلة للبرمجة
94	PLF _d	Capacity – design load factor	نسبة الحمل التصميمي إلى استطاعة وحدة المضخة الحرارية
90	PLF _m	Part load factor during design month	معامل الحمل الجزئي خلال شهر التصميم
77	Re	Reynolds number	عدد رينولدز اللابيدي
68	SCW	Standing column Well systems	منظومات الآبار العمودية
188	SDR	Standard Dimension Ratio	معدل الأبعاد المعياري
188	SIDR	Standard Dimension Ratio of Inside diameter	معدل الأبعاد المعياري نسبة للقطر الداخلي
188	SODR	Standard Dimension Ratio of Outside diameter	معدل الأبعاد المعياري نسبة للقطر الخارجي
67	SWHP	Surface Water Heat Pump systems	منظومات المضخات الجيولوجية ذات المياه السطحية
170	VAV	Variable Air Volume	منظومة حجم الهواء المتغير
59	VGCHP	Vertical Ground Coupled Heat Pump systems	منظومات المضخات الجيولوجية الشاقولية ذات الأداء المزدوج
165	VRV	Variable Refrigerant Volume	منظومة وسيط التبريد المتغير الحجم
170	WCC	Water Cooled Chiller	مبرد ماء ذي تكاثف مائي

الرموز المستخدمة في البحث:

الرمز	الصفحة	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
a	81	Thermal diffusivity	الناشرية الحرارية
a_g	85	Thermal diffusivity of ground	الناشرية الحرارية للأرض
c	97	Specific heat	الحرارة النوعية
C_i	177	Capital Cost	الكلفة التأسيسية
C_r	177	Running Cost	الكلفة الاستثمارية
C_{rc}	177	Running Cost in cooling mode	الكلفة الاستثمارية في وضع التبريد
C_{rh}	177	Running Cost in heating mode	الكلفة الاستثمارية في وضع التدفئة
C_v	148	Flow coefficient	معامل التدفق
d_b	80	Bore hole diameter	قطر الثقب الشاقولي
DN	137	Nominal diameter	القطر الاسمي
d_p	80	Outside pipe diameter	القطر الخارجي للأنبوب
D_{opm}	90	Days occupied per month	عدد أيام عمل منظومة التكيف خلال الشهر
D_{pm}	90	Days per month	عدد أيام الشهر
F_{sc}	88	Short circuit heat loss factor	معامل الفقد الحراري نتيجة الدارة القصيرة
F_o	85	Dimensionless Fourier number	عدد فورييه اللابعدي
h	90	Period of time in hours	فترة زمنية بالساعات
h_{py}	91	Hours per year	عدد ساعات السنة
i	30	Enthalpy	الإنتالبي
k	81	Thermal conductivity	الموصلية الحرارية
k_{bf}	80	Thermal conductivity of bore hole backfill	الموصلية الحرارية لمادة ملء الحفرة أو الثقب
k_g	86	Thermal conductivity of ground	الموصلية الحرارية للأرض
k_p	80	Thermal conductivity of pipe	الموصلية الحرارية للأنبوب

الرمز	الصفحة	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
l	148	Length	الطول
l_{eqv}	148	Equivalent length	الطول المكافئ
L	77	Characteristic length	الطول المميز
L_c	75	Required bore length for cooling	الطول المطلوب للحفرة (الثقب) في وضع التبريد
L_h	75	Required bore length for heating	الطول المطلوب للحفرة (الثقب) في وضع التبريد
m	97	Flow rate	معدل التدفق
m_a	122	Air flow rate	معدل تدفق الهواء
q	31	Transferred heat to heat sink by Kg of Refrigerant	الحرارة التي ينقلها Kg من وسيط التبريد إلى المستهلك الحراري
Q	31	Heating effect	الحرارة المنقولة إلى المستهلك الحراري أو استطاعة التدفئة للمضخة الحرارية
Q_a	91	Net annual average heat transfer to the ground	معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض
Q_A	43	Generated heat in absorption vessel	الحرارة المتولدة في وعاء الامتصاص
Q_C	42	Presented heat of absorption Heat pump condenser	الحرارة المطروحة في مكثف المضخة الحرارية الامتصاصية
Q_{coil}	122	Coil Heating load	حمل التسخين للوشية
Q_D	125	Dissipated Heat to the ambient air by fan coil until moment of calculation	الحرارة المطروحة من الوشية المروحية إلى الجو المحيط لحين لحظة القياس
Q_E	43	Extracted heat of absorption Heat pump evaporator	الحرارة المستخلصة في مبخر المضخة الحرارية الامتصاصية

الرمز	الصفحة	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
Q_G	42	Heat given to vapor generator	الحرارة المقدمة إلى مولد البخار
Q_{lc}	75	Building design cooling block load	حمل التبريد التصميمي للبناء
Q_{lh}	75	Building design heating block load	حمل التدفئة التصميمي للبناء
q_o	30	Specific refrigerating effect	التأثير التبريدي النوعي
Q_o	30	Refrigerating effect	القدرة التبريدية أو استطاعة التبريد
Q_p	90	Part block load	الحمل الجزئي للبناء
Q_{Tot}	125	Total amount of stored heat in the ground	القيمة الإجمالية للحرارة المخزنة في جوف الأرض
Q_{10sec}	125	Amount of heat dissipated in 10 [sec]	كمية الحرارة المطروحة خلال 10 ثواني
P_0	139	Filling pressure	ضغط التعبئة
P_c	26	Discharge pressure , Condensing pressure	ضغط الدفع، ضغط التكاثف
P_N	190	Pipe pressure rating at 20[C°]	ضغط التشغيل الممكن عند درجة الحرارة 20 مئوية
P_o	26	Suction Pressure, Boiling Pressure	ضغط السحب، ضغط الغليان
P_w	139	Working pressure	ضغط التشغيل
R_b	76	Thermal resistance of bore	المقاومة الحرارية للحفرة
R_{bf}	80	Thermal resistance of bore hole backfill	المقاومة الحرارية لمادة ملء الحفرة أو الثقب
R_{ga}	86	Effective thermal resistance of ground (annual pulse)	المقاومة الحرارية للأرض (التأثير السنوي)
R_{gd}	86	Effective thermal resistance of ground (daily pulse)	المقاومة الحرارية للأرض (التأثير اليومي)
R_{gm}	86	Effective thermal resistance of ground (monthly pulse)	المقاومة الحرارية للأرض (التأثير الشهري)

الرمز	الصفحة	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
r_i	80	Inside radius of pipe	نصف القطر الداخلي للأنبوب
R_p	80	Thermal resistance of pipe	المقاومة الحرارية للأنبوب
r_o	80	Outside radius of pipe	نصف القطر الخارجي للأنبوب
s	21	Entropy	الإنتروبي
S_f	148	Safety factor	معامل أمان
T_a	21	Ambient absolute temperature	درجة الحرارة المطلقة للوسط المحيط
t_a	–	Ambient temperature	درجة حرارة الوسط المحيط
t_{ai}	121	Entering air temperature	درجة حرارة دخول الهواء
t_{ao}	121	Leaving air temperature	درجة حرارة خروج الهواء
T_c	22	Absolute refrigerant condensing temperature	درجة الحرارة التكاثف المطلقة لوسيط التبريد
t_c	–	Refrigerant condensing temperature	درجة حرارة التكاثف لوسيط التبريد
t_g	95	Undisturbed ground temperature	درجة حرارة جوف الأرض
T_H	24	Heat sink absolute temperature	درجة الحرارة المطلقة للمستهلك أو المصرف الحراري
t_H	–	Heat sink temperature	درجة حرارة المستهلك أو المصرف الحراري
T_L	22	Heat Source absolute temperature	درجة الحرارة المطلقة للمصدر الحراري
t_L	–	Heat Source temperature	درجة حرارة المصدر الحراري
T_o	22	Absolute refrigerant boiling temperature	درجة الحرارة الغليان المطلقة لوسيط التبريد
t_o	–	Refrigerant boiling temperature	درجة حرارة الغليان لوسيط التبريد

الرمز	الصفحة	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
t_{wi}	95	Water temperature at heat pump inlet	درجة حرارة الماء عند مدخل المضخة الحرارية
t_{wo}	95	water temperature at heat pump outlet	درجة حرارة الماء عند مخرج المضخة الحرارية
t_{woc}	125	minimum temperature to the water entering ground in heating mode	درجة الحرارة الصغرى للمياه التي تدخل جوف الأرض في وضع التدفئة
t_{wo1}	119	water temperature at heat pump outlet Before fan coil unit	درجة حرارة الماء بعد وحدة المضخة الحرارية وقبل الوشيعه المروحية
t_{wo1c}	125	Maximum temperature can ground loop gives in heating mode	درجة حرارة المياه العظمى التي يمكن الحصول عليها من الحلقة الأرضية في وضع التدفئة
t_p	98	Temperature penalty for interference of adjacent bores	تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر
w	21	Work of reversible cycle	العمل اللازم للدورة العكسية
W	–	Energy consumption of reversible cycle	الطاقة المستهلكة في الدورة العكسية
W_c, w_c	31	Work of compression	عمل الانضغاط
W_{dc}	94	Power input at design cooling load	الطاقة المصروفة عند الحمل التبريدي التصميمي
W_{dh}	94	Power input at design heating load	الطاقة المصروفة عند حمل التدفئة التصميمي
W_{Fan}	122	Power input of fan	الاستطاعة الكهربائية للمروحة
w_p	21	Work of expansion	عمل التمدد
W_{Pump}	133	Power input of pump	الاستطاعة الكهربائية المصروفة على المضخة

الرمز	الصفحة	المعنى باللغة الانكليزية	المعنى باللغة العربية
W_{HPc}	32	Power input to heat pump in cooling mode	الاستطاعة الكهربائية المصروفة في وحدة المضخة الحرارية في وضع التبريد
W_{HPH}	32	Power input to heat pump in heating mode	الاستطاعة الكهربائية المصروفة في وحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة
x	32	Dryness fraction	كسر الجفاف
α	80	Heat transfer coefficient	معامل انتقال الحرارة بالحمل
ε	21	Refrigeration Coefficient	معامل التبريد
μ	24	Heating Coefficient	معامل التدفئة
ρ	97	Density	الكثافة
η_{Elc}	133	Electrical efficiency	المردود الكهربائي
η_{Fan}	122	Fan mechanical efficiency	مردود المروحة الميكانيكي
η_{Pump}	133	Pump mechanical efficiency	مردود المضخة الميكانيكي
Δh	133	Head loss	فواقد الضغط
Δh_{Fan}	122	Fan total pressure	الضغط الإجمالي للمروحة
Δh_{hp}	148	Head loss in heat pump - ground loop side	فواقد الضغط في وحدة المضخة الحرارية في طرف الحلقة الأرضية
Δh_m	148	Head loss for one meter of pipe	فاقد الضغط للمتر الطولي من الأنبوب
Δh_v	148	Head loss of Valve	فاقد الضغط للصمام
τ	85	Time of operation	زمن التشغيل
ζ_c	43	Energy Efficiency of Refrigeration absorption cycle	فعالية الطاقة في دورة التبريد الامتصاصية
ζ_h	43	Energy Efficiency of heat pump absorption cycle	فعالية الطاقة لدورة المضخة الحرارية الامتصاصية

المستخلص

تستخدم منظومات المضخات الجيولوجية أو المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي GSHP في تكييف المباني وتسخين المياه. وتعتمد في ذلك على الطاقة الحرارية المتجددة المختزنة في جوف الأرض والخواص الحرارية المتميزة للتربة، الأمر الذي يجعلها من أهم منظومات التكييف الجديدة التي توفر في الاستهلاك الكهربائي وتخفف من الانبعاثات الضارة بالبيئة مقارنة بالمنظومات التقليدية.

في ضوء تزايد الاهتمام العالمي بالمضخات الجيولوجية وارتفاع أعداد المنظومات المركبة، يدور البحث حول دراسة تصميم الحلقة الأرضية (Ground Loop) لأحد أكثر المنظومات الجيولوجية استقراراً في الأداء وهي منظومات المضخات الجيولوجية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP. وتم التركيز على تصميم المكون الأهم للحلقة وهو المبادل الحراري الأرضي GHX، باستخدام معادلات تأخذ بعين الاعتبار الطبيعة غير المستقرة لانتقال الحرارة في جوف الأرض كما تضم أيضاً تأثير مختلف العوامل على طول هذا المبادل. وتم شرح طرق الاختيار الأمثل لمتنمات الحلقة الأرضية وترتيب الحفر في الموقع ودراسة بدائل التصميم الممكنة مع إضافة جداول البيانات اللازمة عند تصميم المنظومة لبناء معين.

تظهر في البحث المنظومات الهجينة (Hybrid Systems) كحل لتخفيض كلفة منظومات VGCHP التأسيسية مع تبيان تأثيرها على الكلفة الاستثمارية ومتطلبات الصيانة. وجرى اقتراح منظومة هجينة جديدة تتطوي على إضافة وشيعة مروحية تزيل حرارة عدم التوازن السنوي المختزنة في جوف الأرض Q_{Tot} ، مع استنتاج معادلات التصميم وتحديد معدات التحكم والبرنامج المنطقي اللازم لعمل المنظومة.

تبين بدراسة نتائج استخدام منظومة VGCHP لأحد الأبنية - في شروط مدينة دمشق - مقدار التوفير الكبير في الاستهلاك الكهربائي في وضعي التدفئة والتبريد مقارنة بالمنظومات التقليدية، مع كلفة تأسيسية مرتفعة نسبياً يمكن تخفيضها بتوخي الدقة في الحسابات واختيار التصميم المناسب واللجوء إلى التصاميم الهجينة وخاصة المنظومة الجديدة المقترحة نظراً لحفاظها على معامل أداء مرتفع في وضع التدفئة.

تبين أيضاً أن زمن استرداد الكلفة التأسيسية يتغير بشكل كبير تبعاً لعوامل متعددة وتوجهت التوصيات إلى توخي الدقة في التصميم واختيار المنظومة الجيولوجية المناسبة حسب طبيعة الموقع واستخدام برامج الحاسوب كما اقترح البحث دراسة تأثير المياه الجوفية على التصميم.

الفصل الأول

الأسس الترموديناميكية لآلات التبريد
والمضخات الحرارية

1-1 مفهوم التبريد:

يقصد بالتبريد الصناعي عملية نزع الحرارة من جسم درجة حرارته أخفض من درجة حرارة الوسط المحيط به وهو يختلف عن حادثة التبريد الطبيعي إذ إن درجة حرارة الوسط المبرّد في حالة التبريد الطبيعي تكون أعلى من درجة حرارة الوسط المحيط. ترتبط عملية التبريد ارتباطاً وثيقاً بعملية التبادل الحراري وتتم بمشاركة مالا يقل عن جسمين، الجسم المعطي للحرارة (المبرّد) والجسم الآخذ للحرارة (المبرّد) والذي يسمى وسيط التبريد وتسمى كمية الحرارة التي يمتصها بالإنتاج التبريدي (Refrigerating Effect) أو القدرة التبريدية الفعالة.

1-2 الدورة التبريدية المغلقة والدورة المفتوحة

:Closed and Open Refrigeration Cycle

يمكن الحصول على عملية تبريد مستمرة باستخدام عمليات منفردة مستقلة (مثل ذوبان الجليد) إن توفرت كمية لا نهائية من وسيط التبريد، أو باستخدام كمية محدودة من وسيط التبريد إن تمت إعادته إلى حالته الأولى بعد إنجاز التأثير التبريدي، وهذا يتطلب طرح الحرارة التي يمتصها وسيط التبريد بشكل مستمر إلى جسم آخر (كالوسط المحيط) درجة حرارته أعلى من درجة حرارة الوسط الذي تم تبريده.

إن الحرارة لا تنتقل من جسم ذي درجة حرارة أخفض إلى جسم ذي درجة أعلى إلا بصرف قدرة ما كعمل ميكانيكي أو ما يعادله ويعبر عن ذلك باستخدام قانون الترموديناميك الثاني الذي صاغه كلاوزيوس كما يلي: (لا يمكن للحرارة، أن تنتقل من مادة ذات درجة حرارة منخفضة إلى مادة ذات درجة حرارة أعلى من تلقاء نفسها أو بدون صرف طاقة).

تسمى مجموعة العمليات المطبقة على وسيط التبريد لإنجاز الدورة التبريدية المستمرة بالدورة الترموديناميكية العكسية وهي دورة مغلقة، ويتم صرف الطاقة لتحقيق هذه الدورة على عكس الدورة الترموديناميكية المباشرة التي يتم فيها الحصول على عمل عند انتقال الحرارة من الجسم الساخن إلى الجسم البارد تلقائياً.

تسمى الدورة التبريدية بالدورة المفتوحة عندما يتم تحقيق مراحلها في أمكنة وأزمنة مختلفة مثل الحصول على الهواء السائل وحفظه من أجل الاستفادة منه لأغراض التبريد.

1-3 تصنيف الدورات العكسية:

يوجد ثلاثة أنواع من الدورات العكسية:

1- دورة التبريد Refrigeration Cycle.

2- دورة المضخة الحرارية Heat Pump Cycle.

3- الدورة المشتركة Combined Cycle.

1-3-1 آلة التبريد العاملة وفق دورة التبريد:

تقوم هذه الآلة بالحفاظ على درجة حرارة منخفضة في المكان المبرّد. يوضح الشكل 1-1 دورة التبريد إذ يكتسب وسيط التبريد في الإجراء (1-4) من مصدر الحرارة (Heat Source) كمية من الحرارة q_o وتتضغط في الإجراء (2-1)، يتم في الإجراء (3-2) طرح الحرارة q من وسيط التبريد إلى الوسط المحيط ذي درجة الحرارة T_a وفي الإجراء (4-3) يتمدد وسيط التبريد مع أداء عمل w_p . حسب قانون الترموديناميك الثاني تكون الحرارة المطروحة إلى الوسط المحيط أكبر من الحرارة التي يفقدها المصدر الحراري بمقدار قيمة عمل الدورة وبالتالي:

$$q - q_o = w \quad (1-1)$$

كما أن العمل اللازم لأداء الدورة العكسية يعطى بالمعادلة :

$$w = w_c - w_p \quad (2-1)$$

إذ إن:

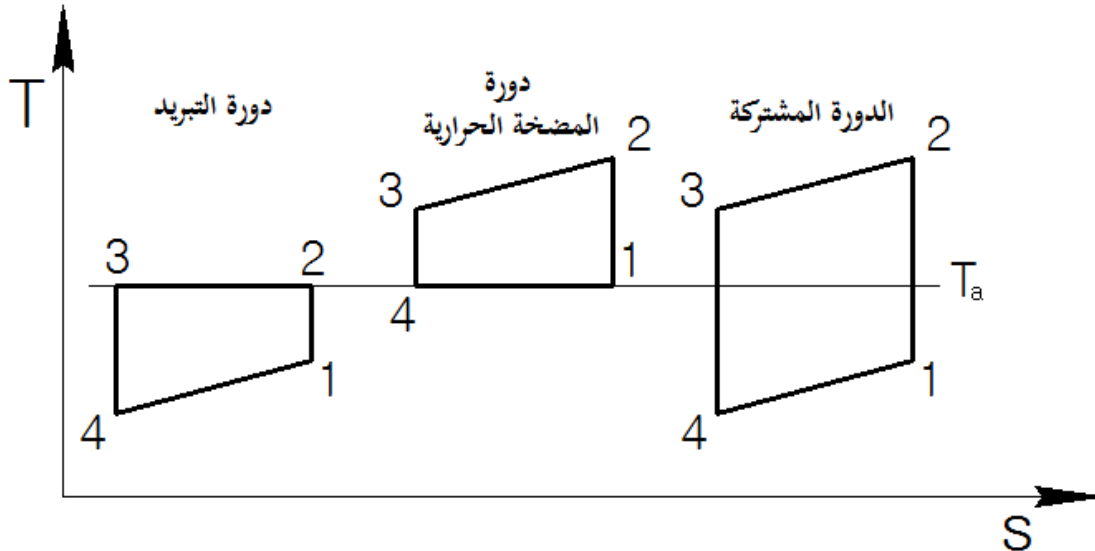
w : العمل اللازم لأداء الدورة العكسية.

w_c : العمل المصروف في الانضغاط.

w_p : العمل المستفاد في التمدد.

تستخدم تسمية معامل التبريد ε (Refrigeration Coefficient) للتعبير عن الفعالية الترموديناميكية لدورة التبريد ويعطى بالمعادلة:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{w} \quad (3-1)$$

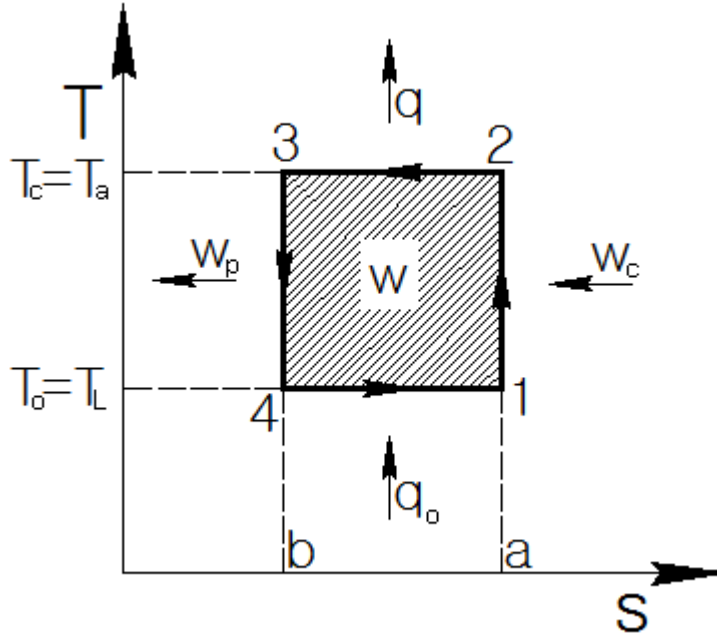


الشكل 1-1، الدورات العكسية في مخطط $T-s$

(مخير، وعيسى، 2007، ص. 42)

تعد دورة كارنو العكسية المثالية الدورة الأقل استهلاكاً للقدرة مقارنة بالدورات العكسية الأخرى التي تعطي نفس فعالية التبريد. إن دورة كارنو الممثلة على مخطط $T - s$ في الشكل 1-2 دورة عكوسة تتألف من إجراءين إيزوترميين يتمان بثبوت درجة الحرارة (Isothermal) وإجراءين أديباتيين (Adiabatic).

يتم في الإجراء الإيزوترمي (1-4) امتصاص كمية الحرارة q_o من المصدر الحراري عند درجة حرارة للجسم العامل T_o مساوية إلى درجة حرارة المصدر الحراري أو الوسط المبرد T_L .



الشكل 1-2، دورة كارنو العكسية المثالية

(مخير، وعيسى، 2007، ص. 98) (ناعمة، 2010)

في الإجراء (1-2) يتم ضغط وسط التبريد أديباتياً فترتفع درجة حرارته من T_o إلى T_c التي تساوي درجة حرارة الوسط المحيط T_a وبصرف العمل w_c . يتم في الإجراء (2-3) طرح الحرارة q إلى الوسط المحيط عند درجة حرارة ثابتة T_c وفي الإجراء (3-4) يتمدد وسيط التبريد أديباتياً فتتخفض درجة حرارته إلى T_o وينجز عملاً w_p .

تسمى كمية الحرارة التي يمتصها 1 [Kg] من وسيط التبريد التأثير التبريدي النوعي، بالعودة إلى الشكل 1-2:

$$q_o = T_o(s_a - s_b) = T_L(s_a - s_b) \quad (4-1)$$

ويحسب العمل اللازم لدورة كارنو العكسية نسبة إلى 1 [Kg] من وسيط التبريد:

$$w = (T_c - T_o)(s_a - s_b) = (T_a - T_L)(s_a - s_b) \quad (5-1)$$

بالتعويض في المعادلة (3-1) ينتج:

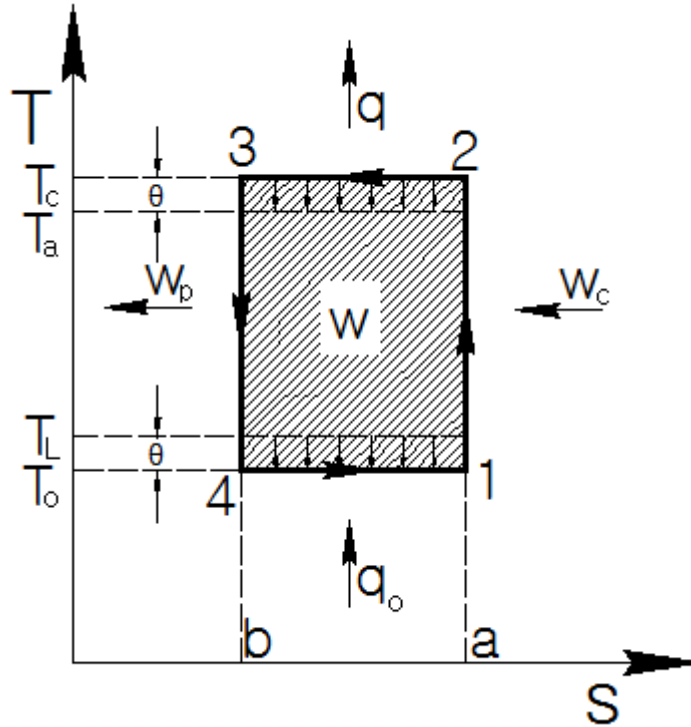
$$\varepsilon = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{T_L}{T_a - T_L} \quad (6-1)$$

يلاحظ أن معامل التبريد لدورة كارنو لا يرتبط بخواص وسيط التبريد بل يرتبط فقط بدرجات حرارة المصدر الحراري والوسط المحيط، إذ تزداد قيمة معامل التبريد ε مع زيادة درجة حرارة المصدر الحراري T_L وانخفاض درجة حرارة الوسط المحيط T_a .

في الدورة الحقيقية يجب أن تكون درجة حرارة وسيط التبريد T_o أخفض من درجة حرارة المصدر الحراري T_L كما أن درجة الحرارة بعد عملية الانضغاط T_c يجب أن تكون أعلى من درجة حرارة الوسط المحيط T_a وذلك لضمان حصول عملية التبادل الحراري، إن وجود فرق نهائي في درجات الحرارة θ كما يظهر الشكل 3-1 يؤدي إلى ضياع قدرة إضافية في دورة التبريد وتصبح عملية التبادل الحراري غير عكوسة ويكون معامل التبريد ε :

$$\varepsilon = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{T_L - \theta}{(T_a + \theta) - (T_L - \theta)} = \frac{T_L - \theta}{T_a - T_L + 2\theta} \quad (7-1)$$

من المعادلة (7-1) يظهر أن قيمة ε تتناسب عكساً مع قيمة θ كما أنه مع تناقص قيمة θ تزداد مساحة سطح التبادل الحراري وعلى هذا الأساس يتم تحديد قيمة θ في دورات التبريد الفعلية على أساس تحقيق اقتصادية مثلى لآلة التبريد.



الشكل 3-1، دورة كارنو العكسية الفعلية بالنسبة لعملية التبادل الحراري

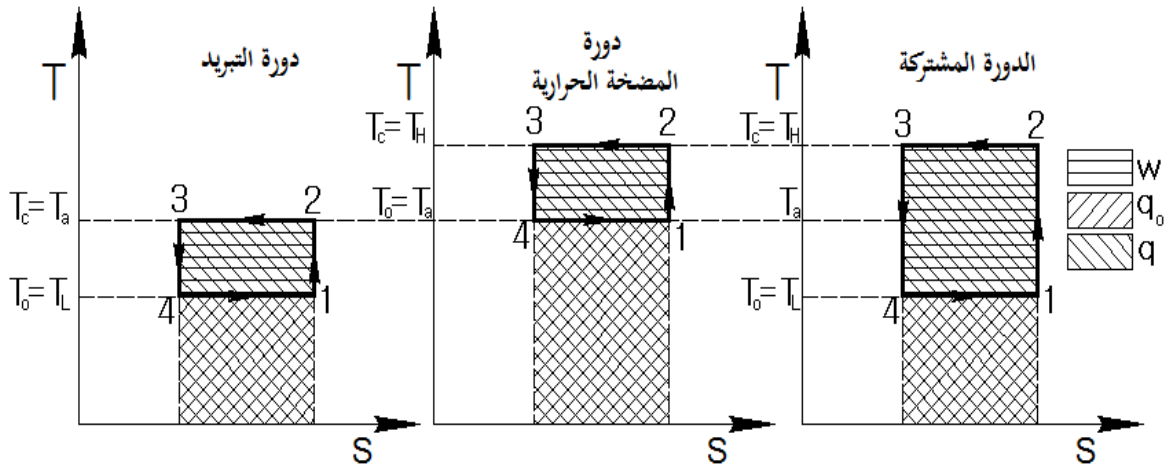
(مخير، وعيسى، 2007، ص. 98) (ناعمة، 2010)

1-3-2 آلة التبريد العاملة وفق دورة المضخة الحرارية:

تستخدم آلة التبريد لأغراض التدفئة عندما يتم نقل الحرارة من الوسط المحيط إلى المستهلك (المصرف) الحراري ذي درجة الحرارة T_H . في دورة المضخة الحرارية الموضحة على الشكل 1-1 يكتسب وسيط التبريد في الإجراء (1-4) من الوسط المحيط كمية من الحرارة q_0 وينضغط في الإجراء (2-1)، يتم في الإجراء (3-2) طرح الحرارة q من وسيط التبريد إلى المستهلك الحراري ذي درجة الحرارة T_H وتستخدم هذه الحرارة لأغراض التدفئة أو لأهداف تقنية أخرى، في الإجراء (4-3) يتمدد وسيط التبريد مع أداء عمل w_p .

تحدد الفعالية الترموديناميكية لدورة المضخة الحرارية بمعامل التدفئة μ :

$$\mu = \frac{q}{w} \quad (8-1)$$



الشكل 1-4، المقارنة بين الدورات العكسية المختلفة باستخدام دورة كارنو العكسية المثالية

(ناعمة، 2010، ص. 50)

عندما تستخدم دورة كارنو العكسية المثالية كدورة مضخة حرارية فإنها تعمل بين درجة حرارة الوسط المحيط T_a ودرجة حرارة المستهلك الحراري T_H ويكون معامل التدفئة μ :

$$\mu = \frac{T_c}{T_c - T_o} = \frac{T_H}{T_H - T_a} \quad (9-1)$$

1-3-3 آلة التبريد العاملة وفق الدورة المشتركة:

يتم فيها نقل الحرارة من المصدر الحراري ذي درجة الحرارة T_L إلى المستهلك الحراري ذي درجة الحرارة T_H ويتم الحصول على الحرارة والبرودة في الوقت نفسه، ولذلك توصف الدورة المشتركة بالمعاملين μ ، ε معاً. (مخير، وعيسى، 2007، ص. 43)

عند استخدام دورة كارنو العكسية المثالية لتحقيق الدورة المشتركة كما يظهر الشكل 1-4 يكون معامل التبريد والتدفئة μ ، ε :

$$\varepsilon = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (10-1)$$

$$\mu = \frac{T_c}{T_c - T_o} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (11-1)$$

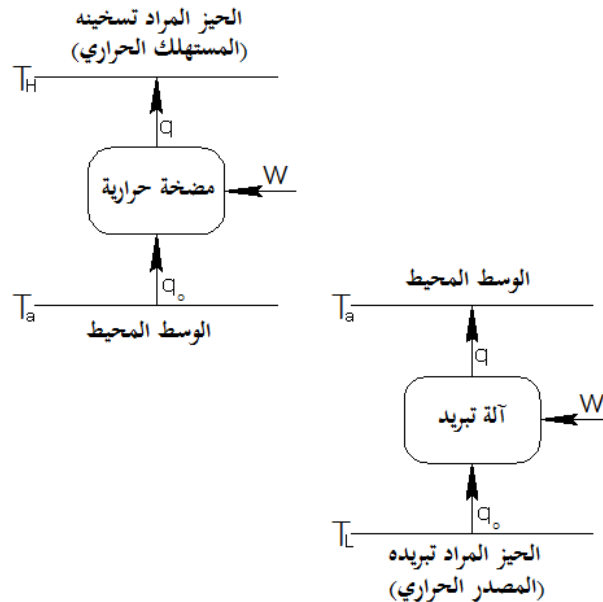
عندما يتم اكتساب وطرح الحرارة لدورة التبريد ودورة المضخة الحرارية عند نفس قيم درجات الحرارة يكون معامل التدفئة أكبر من معامل التبريد ب واحد أي أن:

$$\mu = \varepsilon + 1 \quad (12-1)$$

1-4 تعريف المضخة الحرارية ومبدأ عملها:

المضخة الحرارية تأخذ الحرارة من مصدر حرارة وتنقلها إلى (مصرف) مستهلك ذي درجة حرارة أعلى. ووفقاً لهذا التعريف فكل معدات التبريد (أجهزة تكييف الهواء ومبردات الماء... الخ) تعتبر مضخات حرارية. أما هندسياً فإن مصطلح المضخة الحرارية يستخدم عموماً للمعدات التي تسخن لأغراض مفيدة مثل تدفئة المباني وأحواض السباحة وتسخين مياه الاستعمال، وهناك النوع ثنائي المهام الذي يستخدم لأغراض التدفئة والتبريد.

تعمل آلة المضخة الحرارية في مستوى درجات حرارة أعلى من آلة التبريد (الشكل 1-5) وتتراوح الاستطاعات لتطبيقات المضخة الحرارية من 1.75 إلى 44 [MW] ويمكن أن تعطي ماءً ساخناً حتى 105 [C°] وبخاراً ضغطه حتى 400 [Kpa] ضغط مقياس. (ناعمة، 2010، ص. 13)



الشكل 1-5، مبدأ عمل آلة التبريد والمضخة الحرارية

(ناعمة، 2010، ص. 41)

5-1 دارات المضخة الحرارية:

تستخدم دارات المضخات الحرارية الدورات العكسية المغلقة والدورات المفتوحة ويستخدم بعضها للقيام بعمليات التدفئة والتبريد في منظومات التكييف بينما يؤمن بعضها الآخر التدفئة فقط في منظومات التكييف وعمليات التسخين الصناعي.

1-5-1 المضخة الحرارية التي تعتمد دورة انضغاط البخار المغلقة:

وهو النوع الأكثر شيوعاً في منظومات التكييف والعمليات الصناعية وتسمى آلات التبريد البخارية أو المضخات الحرارية البخارية، وتستفيد هذه الآلات من غليان وسيط التبريد عند درجات حرارة منخفضة.

تعتبر الأمونيا (NH_3) والفيروونات مثل R-22 و R-407A, B, C من وسائط التبريد (Refrigerant) وهي سوائل ذات درجة حرارة غليان منخفضة عند الضغط الجوي النظامي وتتغير حالتها الطورية عند إجراء امتصاص أو طرح الحرارة في دورة التبريد.

1-1-5-1 الدورة النظرية (الدورة مع ممدد توربيني في حقل البخار الرطب):

يبين الشكل 6-1 مضخة حرارية بسيطة تتألف من مبخر (Evaporator) ومكثف (Condenser) وضغط (Compressor) وممدد توربيني (Turbine expander).

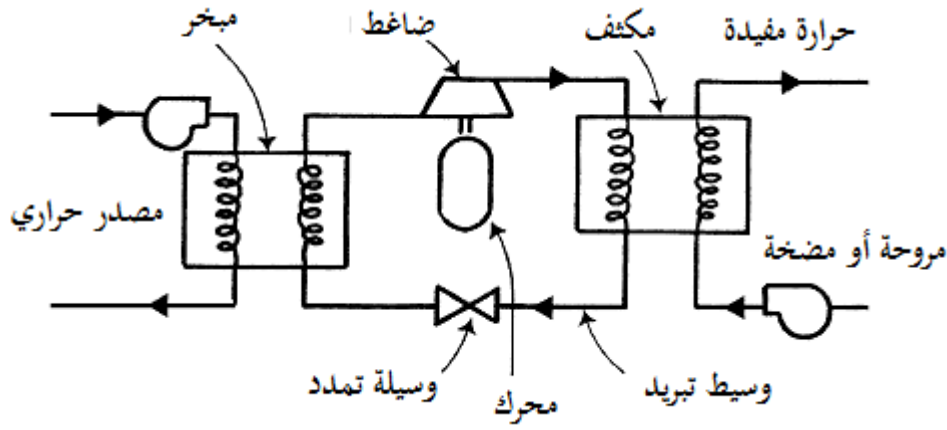
بين الشكل 7-1 الدورة النظرية على مخططي $T - s$ و $i - \log P$ (الإنثالبي) إذ يدخل البخار الرطب الخارج من المبخر والمحددة بارامتراته حسب النقطة 1 إلى الضاغط وينضغط بثبوت الإنتروبي حتى النقطة 2 وتصبح بارامترات الغاز P_c, T_c بينما يستهلك الضاغط العمل w_c يتجه

البخار المضغوط إلى المكثف حيث يتحول إلى سائل (يتكاثف) عند ضغط ودرجة حرارة P_c, T_c ثابتين وتنتقل الحرارة من وسيط التبريد إلى المستهلك الحراري (الغرفة المدفأة مثلاً). يدخل وسيط التبريد السائل إلى الممدد التوربيني ويتم تمدده بثبات الإنتروبي ويتم الحصول على عمل w_p . نتيجة العملية (3-4) ينخفض ضغط ودرجة حرارة السائل إلى T_o, P_o ويتحول إلى مزيج من البخار والسائل يدخل إلى المبخر ويقوم بامتصاص الحرارة من الوسط المحيط عند درجة حرارة وضغط T_o, P_o ثابتين. تكافئ الدورة النظرية دورة كارنو العكسية المثالية عندما $T_a = T_o$

$$T_H = T_c \text{ (مخيبر، وعيسى، 2007، ص. 103)}$$

من مخطط $T - s$ يتم تحديد معامل التدفئة μ باستخدام المساحات كما يلي:

$$\mu = \frac{q}{w} = \frac{(a - 2 - 3 - b - a)}{(1 - 2 - 3 - 4 - 1)} \quad (11-1)$$

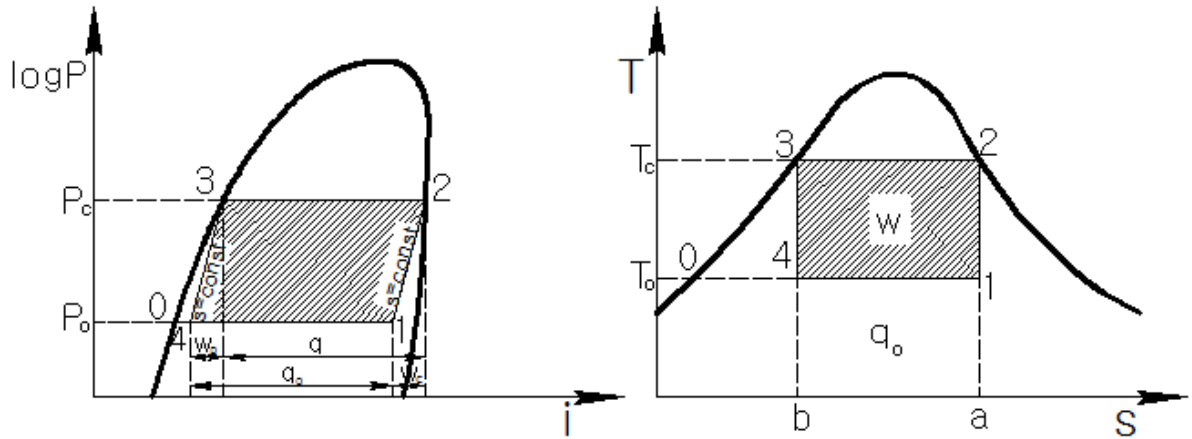


الشكل 1-6، مضخة حرارية تعتمد دورة انضغاط البخار المغلقة

(ناعمة، 2010، ص. 17)

فإن استخدمت الآلة في وضع التبريد باستخدام نفس الدورة مع اختلاف مجال درجات الحرارة يحسب معامل التبريد ε كما يلي:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{w} = \frac{(a-1-4-b-a)}{(1-2-3-4-1)} \quad (12-1)$$



الشكل 1-7، دورة انضغاط البخار المغلقة النظرية للمضخة الحرارية وآلة التبريد على مخططي

T-s و i - logP (مخير، وعيسى، 2007، ص. 102)

1-5-2 الدورة الفعلية:

تمتاز الدورة الفعلية عن الدورة النظرية بوجود عدة انحرافات وهي:

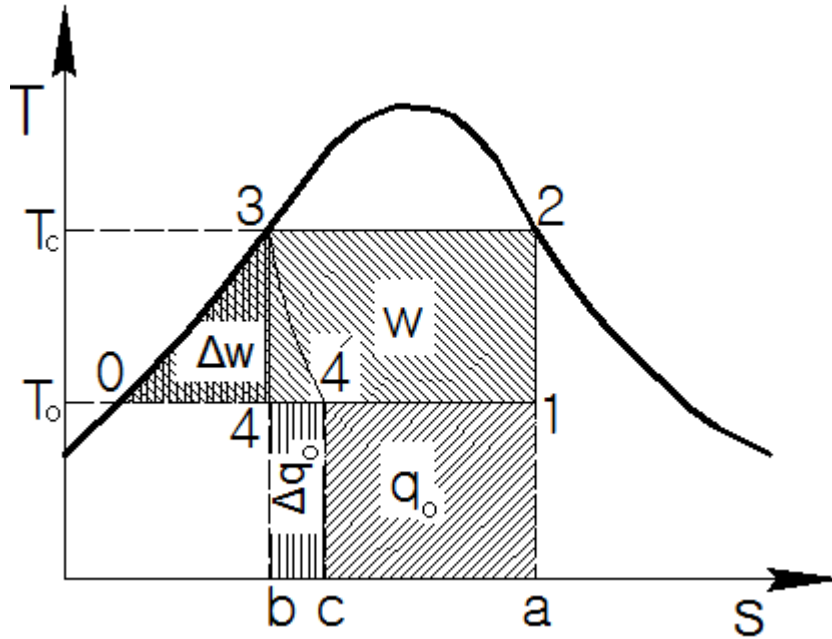
1- استبدال الممدد التوربيني في دائرة المضخة الحرارية بصمام خنق (تمدد):

يعود سبب الاستبدال للأمور التالية:

- العمل المعطى من الممدد w_p صغير بالمقارنة مع العمل المبذول في الصاغط w_c .
- صمام التمدد صغير وبسيط التركيب مقارنة بالممدد.
- إن صناعة الممدد المخصص للعمل في منطقة البخار الرطب تستوجب تقنية عالية.
- سهولة تنظيم تغذية المبخر بوسيط التبريد باستخدام الصمام على عكس الممدد.

إن التمدد الحاصل في الممدد التوربيني إجراء عكوس، وباعتبار أن التمدد في الصمام يتم دون بذل أي عمل وباستخدام قانون الترموديناميك الأول ينتج أن التمدد في الصمام يتم بثبات الإنثالبي $i = \text{const}$ وهو إجراء غير عكوس (الإجراء 3-4 على الشكل 8-1) مما يؤدي إلى حدوث ضياعين:

- فقد العمل المفيد الناتج عن التوربين وبالتالي زيادة العمل اللازم لأداء الدورة بمقدار Δw .
- نقصان التأثير التبريدي النوعي لآلة التبريد بالمقدار Δq_0 ، ولا تتغير كمية الحرارة q المنقولة للمستهلك الحراري في المضخة الحرارية.

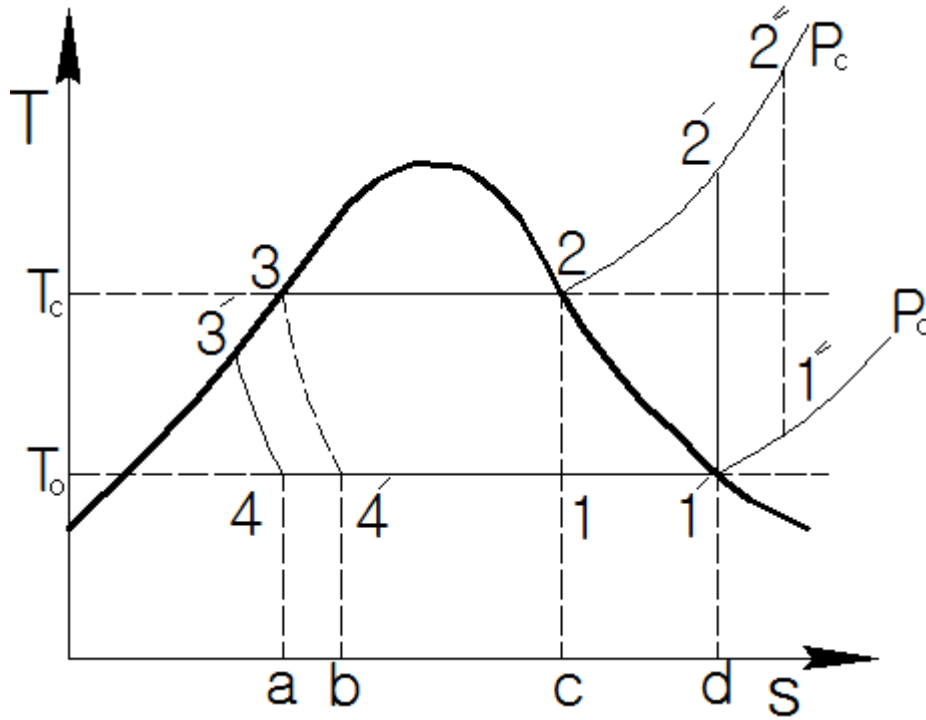


الشكل 8-1، دورة انضغاط البخار المغلقة بوجود صمام خنق على مخطط T - s
(مخير، وعيسى، 2007، ص. 104)

2- زيادة تبريد سائل وسيط التبريد قبل الدخول إلى صمام التمدد:

يظهر على الشكل 9-1 أن زيادة تبريد وسيط التبريد الخارج من المكثف تؤدي إلى زيادة التأثير التبريدي لآلة التبريد بما يكافئ المساحة (a-b-4-4) دون تغير العمل المصروف على الدورة مما يؤدي إلى زيادة قيمة معامل التبريد ε .

يمكن تحقيق زيادة تبريد وسيط التبريد بعدة طرق مثل استخدام المكثف نفسه لزيادة التبريد عن طريق زيادة سطح التبادل الحراري إذ يؤدي ذلك إلى زيادة كمية الحرارة المنقولة إلى المستهلك الحراري في المضخة الحرارية q دون تغير العمل المصروف على الدورة وبالتالي رفع قيمة معامل التدفئة μ . كما يمكن استخدام مبادل حراري بعد المكثف (After cooler) أو استخدام مبادل حراري إرجاعي يستفيد من برودة أبخرة وسيط التبريد الخارجة من المبخر.



الشكل 1-9، دورة انضغاط البخار المغلقة مع زيادة تبريد السائل وزيادة تحميص البخار
على مخطط T - s (مخيبر، وعيسى، 2007، ص. 107)

3- زيادة تحميص بخار وسيط التبريد قبل دخوله إلى الضاغط:

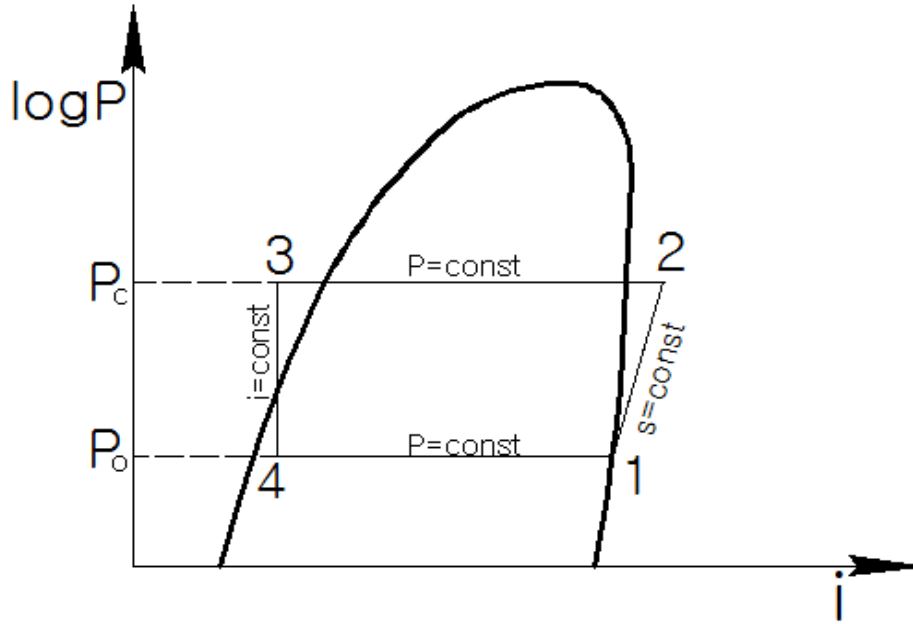
يتم تحميص بخار وسيط التبريد الداخل عبر جهة سحب الضاغط للأسباب التالية:

- إن ازدياد نسبة السائل في البخار الداخل إلى الضاغط يؤدي إلى انخفاض الانتاجية التبريدية لآلة التبريد كما يظهر احتمال حدوث صدمة هيدروليكية.
- عند فرق عالي لدرجات الحرارة بين سحب ودفع الضاغط قد تتأثر بعض الأجزاء الحساسة ضمن الضاغط مثل صمام السحب.

على مخطط T - s في الشكل 1-9 تمثل النقطة 1 حالة البخار المشبع والنقطة 1' حالة البخار المحمص ويتم كل من إجراءي الانضغاط الأديباتي (1'-2) و (1-2') ضمن منطقة البخار المحمص. إن الانتقال بإجراء الانضغاط من النقطة 1 إلى النقطة 1' يؤدي إلى زيادة التأثير التبريدي لآلة التبريد وزيادة كمية الحرارة المنقولة للمستهلك الحراري في المضخة الحرارية ولكنه يؤدي إلى زيادة عمل الضاغط. بالدراسة يتبين أن الزيادة الناتجة في التأثير التبريدي أصغر من الزيادة الحاصلة في عمل الضاغط وبالتالي فإن السحب الجاف مفيد من ناحية الاستعمال وغير مفيد من ناحية فعالة الطاقة. (مخيبر، وعيسى، 2007، ص. 108)

يمكن تحقيق زيادة تحميص البخار بعدة طرق منها استعمال مبادل حراري إرجاعي ما بين البخار البارد الخارج من المبخر والسائل الساخن الخارج من المكثف أو تسخين الأنابيب الوصلة بين المبخر والضاغط كما يمكن وضع فاصل سائل بعد المبخر حيث يعاد سوق حبات السائل إلى المبخر للاستفادة منها.

يظهر في الشكل 1-10 دورة انضغاط البخار المغلقة الفعلية المستخدمة في المضخات الحرارية وآلات التبريد كما يبين الجدول 1-1 والجدول 2-1 ملخص العمليات الترموديناميكية ونقاط الدورة.



الشكل 1-10، دورة انضغاط البخار المغلقة الفعلية للمضخة الحرارية وآلة التبريد

على مخططي T-s و $i - \log P$ (مخير، وعيسى، 2007، ص. 118)

تؤخذ درجة حرارة التكاثف لوسيط التبريد T_c أكبر من درجة حرارة المستهلك الحراري ويتعلق الفرق بين الدرجتين بطبيعة المستهلك الحراري ففي حالة الهواء تكون T_c أكبر بـ 10-12 $[C^0]$ وفي حالة الماء تكون T_c أكبر بـ 5-8 $[C^0]$. بينما تؤخذ درجة حرارة الغليان T_o أقل من درجة حرارة المصدر الحراري بـ 5-8 $[C^0]$ إن كان الماء هو المصدر الحراري وأصغر بـ 10-12 $[C^0]$ إن كان المصدر الحراري ذو طبيعة غازية. (مخير، وعيسى، 2007، ص. 118)

يمكن إجراء الحسابات لآلة التبريد كما يلي:

$$q_o = i_1 - i_4 \quad (13-1)$$

$$Q_o = m (i_1 - i_4) \quad (14-1)$$

إذ إن:

q_o : التأثير التبريدي النوعي $[Kj/Kg]$.

Q_o : القدرة التبريدية أو استطاعة التبريد $[KW]$.

i : الإنثالبي $[Kj/Kg]$.

m : معدل تدفق وسيط التبريد $[Kg/s]$.

وبالتالي يمكن حساب معدل تدفق وسيط التبريد m في حال توافر قيمة Q_o من المعادلة:

$$m = \frac{Q_o}{q_o} \quad (15-1)$$

يحسب عمل الضاغط من المعادلة:

$$w_c = i_2 - i_1 \quad (16-1)$$

$$W_c = m (i_2 - i_1) \quad (17-1)$$

إذ إن:

w_c : عمل الضاغط نسبة لـ 1 [Kg] من وسيط التبريد.

W_c : الطاقة المستهلكة في الضاغط لإجراء عملية الانضغاط [KW].

وبالتالي يحسب معامل التبريد النظري ε :

$$\varepsilon = \frac{q_o}{w_c} = \frac{Q_o}{W_c} \quad (18-1)$$

للمضخة الحرارية:

$$q = i_2 - i_3 \quad (19-1)$$

$$Q = m (i_2 - i_3) \quad (20-1)$$

إذ إن:

q : الحرارة المنقولة إلى المستهلك الحراري [Kj/Kg].

Q : استطاعة التدفئة [KW].

وبالتالي يحسب معامل التدفئة النظري μ :

$$\mu = \frac{q}{w_c} = \frac{Q}{W_c} \quad (21-1)$$

الجدول 1-1، ملخص العمليات الترموديناميكية لدورة انضغاط البخار المغلقة الفعلية

العملية	المكون	العلاقة الأساسية	استنتاج القانون الأول للترموديناميك
1-4	المبخر	$P_4 = P_1$	$Q_o = m (i_1 - i_4)$
2-1	الضاغط	$s_2 = s_1$	$W_c = m (i_2 - i_1)$
3-2	المكثف	$P_3 = P_2$	$Q = m (i_2 - i_3)$
4-3	صمام التمدد	$i_4 = i_3$	$i_4 = i_3$

ينخفض معامل التبريد والتدفئة الفعليين عن المعاملات النظرية المحسوبة في المعادلة (18-1) والمعادلة (21-1) وينتج هذا الانخفاض عن وجود أجزاء تستهلك الطاقة في المضخات الحرارية وآلات التبريد البخارية مثل المراوح ومضخات الماء والصمامات الكهربائية إضافة إلى مردود الضاغط إذ إن الضاغط يستهلك طاقة أكبر من الطاقة اللازمة نظرياً لعملية الانضغاط.

الجدول 1-2، حالة نقاط دورة انضغاط البخار المغلقة لآلة التبريد والمضخة الحرارية

النقطة	كسر الجفاف (x)	الطور
1	1	بخار مشبع
2	-	بخار محمص
3	0	سائل
4	$0 \leq x \leq 1$	خليط من البخار والسائل

عند استخدام المضخة الحرارية لأهداف التدفئة والتبريد (التدفئة شتاءً والتبريد صيفاً) تستخدم المعاملات الفعلية التالية للدلالة على مردود تحويل الطاقة:

- معدل فعالية الطاقة (Energy Efficiency Ratio) EER يستخدم في وضع التبريد ويعطى من المعادلة:

$$EER = \frac{Q_o}{W_{HPc}} \quad (22-1)$$

إذ إن:

W_{HPc} : الاستطاعة الكهربائية المصروفة في آلة المضخة الحرارية في وضع التبريد وتشمل الاستطاعة الكهربائية المصروفة لتشغيل الضاغط والمراوح والأجزاء المتممة التي تستهلك التيار الكهربائي [KW].
 Q_o : القدرة التبريدية أو استطاعة التبريد [KW].

- معامل الأداء (Coefficient Of Performance) COP يستخدم في وضع التدفئة ويعطى من المعادلة:

$$COP = \frac{Q}{W_{HPH}} \quad (23-1)$$

إذ إن:

W_{HPH} : الاستطاعة الكهربائية المصروفة في وحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة وتشمل الاستطاعة الكهربائية المصروفة لتشغيل الضاغط والمراوح والأجزاء المتممة التي تستهلك التيار الكهربائي [KW].
 Q : استطاعة التدفئة [KW]. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 10)

3-1-5-1 دورات انضغاط البخار لآلات التبريد والمضخات الحرارية المتعددة المراحل والتسلسلية:

عند انخفاض درجة حرارة غليان وسيط التبريد T_0 أو ارتفاع درجة حرارة تكاثفه T_c تزداد نسبة الانضغاط (P_c / P_0) وفرق الضغط $(P_c - P_0)$ وهذا يؤدي إلى الإساءة للمعاملات الطاقية والحجمية للضواغط، مما يزيد من التكاليف التأسيسية والاستثمارية عند استخدام المضخات الحرارية وحيدة المرحلة. إن ازدياد نسبة الانضغاط في الضاغط يؤدي إلى زيادة الضياعات اللاعكوسة في عملية الخنق وكذلك الضياعات المرتبطة بطرح حرارة تحميم وسيط التبريد، كما يؤدي إلى نقصان التأثير التبريدي النوعي.

كما يؤثر ازدياد نسبة الانضغاط على الضاغط نفسه إذ يؤدي ارتفاع درجة حرارة الدفع إلى تشوهات حرارية في جسم الضاغط واحتراق الزيت في صمامات الدفع.

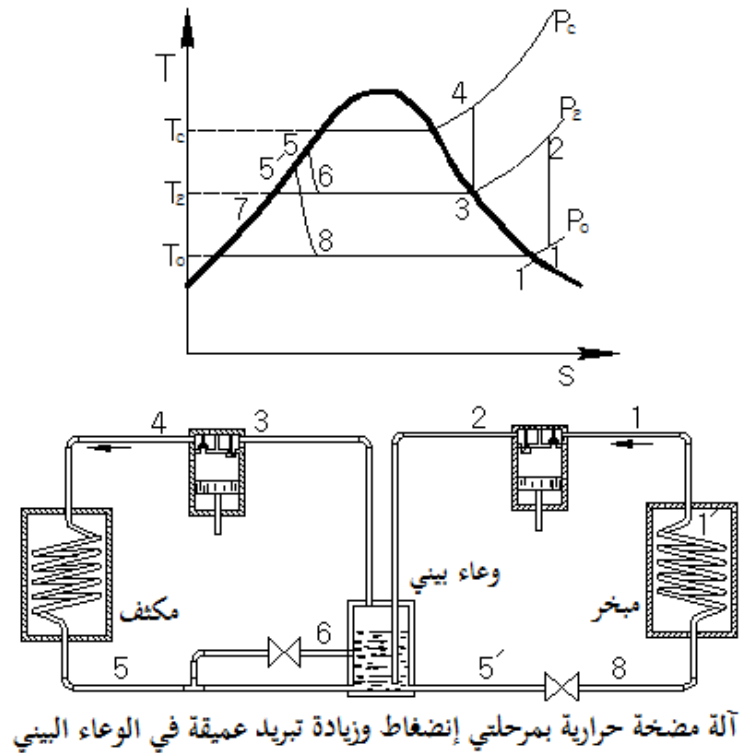
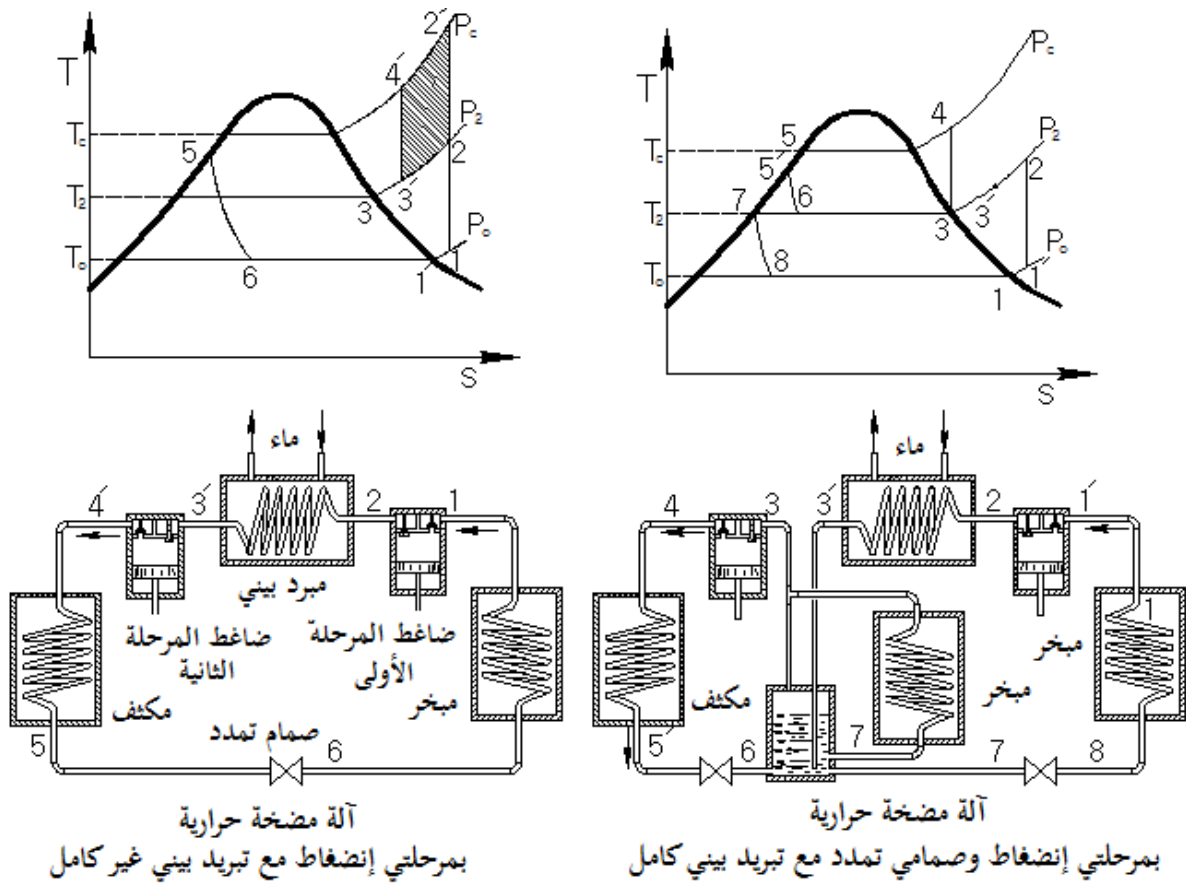
كل العوامل المذكور أعلاه تعد أسباباً لضرورة تعدد مراحل الانضغاط ويظهر الشكل 1-11 عدداً من المضخات الحرارية التي تعمل بمرحلتين انضغاط.

تتألف دورة التبريد التسلسلية من عدة دورات تبريد مستقلة متصلة مع بعضها بشكل تسلسلي، إذ يشكل مبخر الفرع العلوي للدورة التسلسلية مكثفاً لدورة الفرع السفلي، وتتم عملية الانضغاط بشكل مستقل في كل فرع مما يمكن من استخدام عدة وسائط تبريد في الآلة بدلاً من استخدام نوع واحد في الآلات التي تعتمد مرحلة واحدة أو عدة مراحل انضغاط. ويبين الجدول 3-1 مقارنة بين آلة التبريد التسلسلية والمتعددة المراحل من ناحية درجات الحرارة التي تستخدم عندها الآلة.

الجدول 3-1، مقارنة بين آلة التبريد التسلسلية والمتعددة المراحل

(مخير، وعيسى، 2007، ص. 158)

نوع الآلة		مجال استخدام الآلة [C°]		مجال الاستخدام الأمثل [C°]	
		الأصغري	الأعظمي	الأصغري	الأعظمي
آلة تبريد بمرحلتين انضغاط R-22		-	-80	-25	-45
آلة تبريد تسلسلية R-22 و R-13 بمرحلة إنضغاط واحدة لكل دورة		-40	-95	-40	-85
آلة تبريد تسلسلية بمرحلتين انضغاط R-13 ومرحلة واحدة R-22		-80	-110	-80	-100
آلة تبريد تسلسلية بثلاث دورات R-13 و R-22 و R-14		-100	-140	-100	-135



الشكل 1-11، المضخات الحرارية بمرحلتين إنضغاط وتمثيل دورة انضغاط البخار على مخطط

T - s (مخير، وعيسى، 2007)

1-5-4 مكونات المضخات الحرارية التي تستخدم دورة انضغاط البخار المغلقة:

فيما يلي شرح مختصر لمكونات المضخات الحرارية ومواصفاتها ويمكن العودة إلى (ناعمة، 2010) لتفاصيل ومعلومات أكثر.

1- الضواغط:

الضواغط النابذية Centrifugal compressors:

تستخدم الضواغط النابذية غالباً في التطبيقات الصناعية والأبنية الكبيرة متعدد الطوابق وذلك ضمن المضخات الحرارية ماء- ماء ومنظومات نقل الحرارة ومنظومات التخزين وغيرها. إن مواصفات الضواغط النابذية لا تتوافق عادة مع وحدات المضخات الحرارية ذات المصدر الهوائي، حيث يمكن أن تؤدي نسب الانضغاط المرتفعة وحجم الغاز المنخفض في حالات الحمل الجزئي إلى تلف الضاغط.

الضواغط اللولبية Screw compressors:

للضواغط اللولبية عدد أقل من الأجزاء المتحركة مقارنة بالضواغط النابذية كما أنها أقل عرضة للتلف عند دخول وسيط التبريد السائل إليها. يتم التحكم بالاستطاعة بأسلوب بسيط نسبياً وذلك عن طريق صمام منزلق يقلل من الحجم الداخلي للضاغط ولكنها تحتاج لفواصل زيت كبيرة إذ إن عملية تزييتها تتم عن طريق حقن الزيت. تتصف الضواغط اللولبية بمعدلات انضغاط عالية عند الاستطاعات الكبيرة والصغيرة.

الضواغط ذات الشفرة الدوارة Rotary vane compressors:

يمكن لهذه الضواغط تحقيق استطاعات عالية ولكنها عادة محدودة بنسب انضغاط منخفضة وطرق محدودة لتخفيض الاستطاعة.

الضواغط الترددية Reciprocating compressors:

وهي الأكثر شيوعاً في المنظومات ذات الاستطاعات من 1.8 إلى 350 [KW].

الضواغط الحلزونية Scroll compressors:

تتميز باهتزاز وضجيج منخفضين، وتعتمد على الإزاحة الموجبة والحركة الدورانية. يتم التحكم بالاستطاعة عن طريق تغيير سرعة الدوران أو تغيير مقدار الإزاحة في الضاغط. (ناعمة، 2010)

2- المبادلات الحرارية:

يجب أن تكون مصممة للاستخدام في وحدات المضخات الحرارية وهي تشمل المبخر والمكثف بشكل أساسي كما تشمل المبادل الحراري الإرجاعي ووشية زيادة التبريد ووشية إزالة الجليد وغيرها. يمكن أن تكون من نوع وسيط تبريد - هواء ووسيط تبريد - ماء ووسيط تبريد - وسيط تبريد ووسيط تبريد - جوف الأرض (راجع الفقرة 2-3-3-1، التمدد المباشر).

3- عناصر التبريد:

وتتضمن ما يلي:

- أنابيب وسيط التبريد.
- صمام التمدد: يتحكم بمعدل تدفق وسيط التبريد ويمكن أن يكون من النوع الحراري أو الإلكتروني. يوصل صمام التمدد الحراري مع عنصر تحسس مملوء بسائل يتأثر بالحرارة ويزداد ضغط هذا السائل مع زيادة درجة الحرارة مؤدياً لزيادة فتحة الصمام والعكس بالعكس، ويتم اختيار موضع بصلة عنصر التحسس (Bulb) في مكان مناسب من دارة وسيط التبريد وذلك لضمان عمل الصمام بالشكل الأمثل. يمكن استخدام صمام التمدد الإلكتروني للحصول على تحكم أدق بمعدل تدفق وسيط التبريد.
- صمام عكس الدارة: يستخدم للتبديل بين وضعي التدفئة والتبريد في حالات استخدام دارة وسيط التبريد نفسها للتبديل بين الوضعين.
- مستقبل وسيط التبريد: يستخدم لتخزين وسيط التبريد السائل خاصة للمضخات الحرارية التي تستخدم لأهداف التدفئة والتبريد، إذ يتغلب على مشكلة عدم تساوي متطلبات وسيط التبريد لكلا الوضعين، ولا يوضع عادة في المضخات الحرارية التي تستعمل لأغراض التدفئة فقط. (ناعمة، 2010، ص. 40)

1-5-1 تصنيف المضخات الحرارية وفقاً لطبيعة المصدر والمستهلك الحراري:

تصنف المضخات الحرارية ذات دورة انضغاط البخار المغلقة والمستخدممة لأداء وظيفتي التدفئة والتبريد وفق خمسة أنواع:

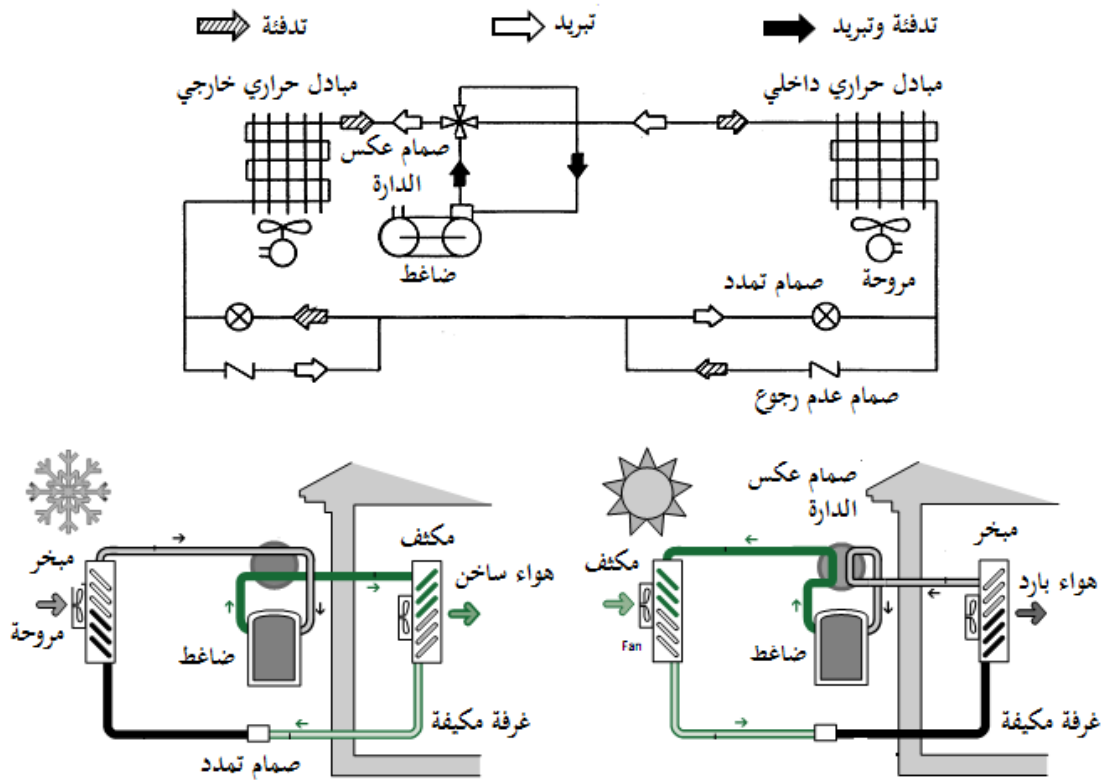
1- المضخات الحرارية هواء - هواء:

يستخدم الهواء الجوي كمصدر ومستهلك للحرارة كما يستخدم كوسط ناقل للحرارة من وإلى المكان المكيف وتصادف المضخات الحرارية هواء - هواء في التطبيقات العملية وفق أحد نوعين:

آ - المضخة الحرارية بثبات اتجاه تدفق الهواء:

تعتمد على تغيير اتجاه الجريان ضمن دارة وسيط التبريد باستخدام صمام عكس الدارة وذلك للتبديل بين وضعي التدفئة والتبريد. يكون المبادل الحراري الداخلي من نوع وسيط تبريد - هواء ويعمل مبخراً في وضع التبريد ومكثفاً في وضع التدفئة ويكون المبادل الحراري الخارجي من نفس النوع ويعمل مكثفاً في وضع التبريد ومبخراً في وضع التدفئة ويظهر الشكل 1-12 دارة المضخة الحرارية من هذا النوع وشكلاً تمثيلاً للمقارنة بين وضعي التدفئة والتبريد.

(Heating and Cooling With a Heat Pump, 2004, p. 10)

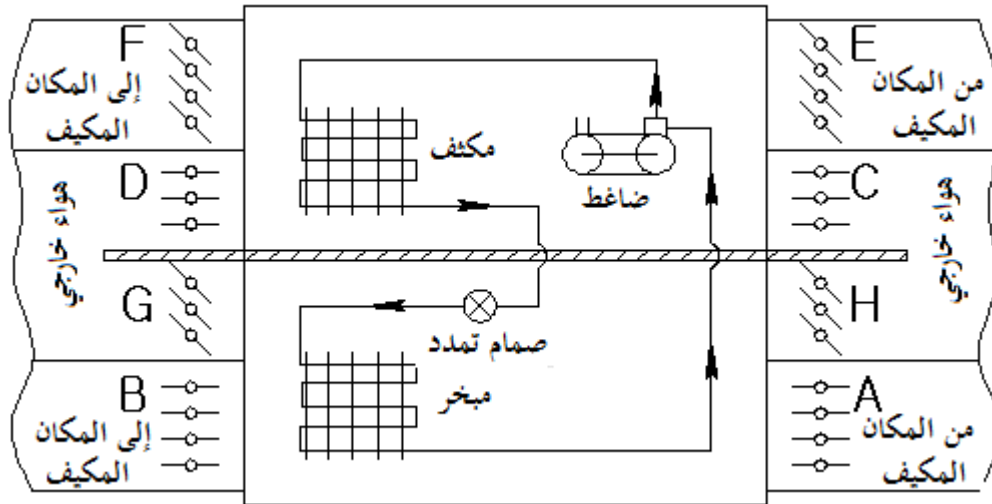


الشكل 1-12، مضخة حرارية هواء - هواء بثبات اتجاه تدفق الهواء

(ناعمة، 2010، ص. 57) (Heating and Cooling With a Heat Pump, 2004, p. 13)

ب- المضخة الحرارية بثبات دورة وسيط التبريد:

تعتمد على تغيير اتجاه تدفق الهواء وتبقى دورة وسيط التبريد ثابتة إذ يعمل أحد المبادلين دوماً على أنه مبخر ويعمل المبادل الثاني دوماً على أنه مكثف. في الشكل 1-13 تكون صمامات الهواء E, F, G, H مفتوحة في وضع التدفئة والصمامات A, B, C, D مغلقة ويحصل العكس في وضع التبريد.



الشكل 1-13، مضخة حرارية هواء - هواء بثبات دورة وسيط التبريد

(مخيبر، وعيسى، 2007، ص. 604)

2- المضخات الحرارية ماء - هواء:

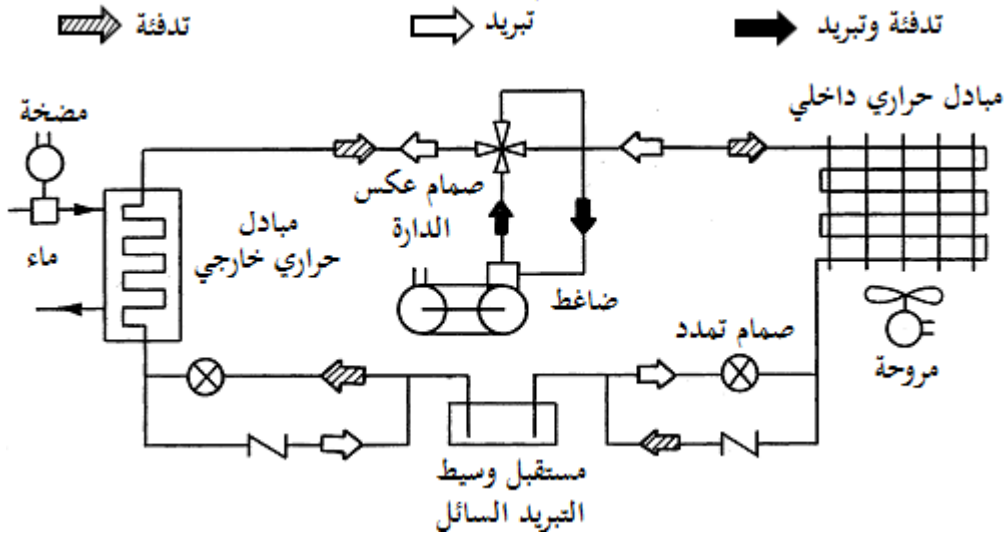
يستخدم الماء كمصدر ومستهلك للحرارة ويستخدم الهواء كوسيط ناقل للحرارة من وإلى المكان المكيف أو بالعكس ووفقاً لذلك تصنف المضخات الحرارية ماء - هواء في التطبيقات العملية وفق أحد نوعين:

آ - المضخات الحرارية وفق مخطط ماء - هواء:

تستخدم المياه في هذا النوع كمصدر ومستهلك للحرارة ويستخدم الهواء كوسيط ناقل للحرارة مباشرة من وإلى المكان المكيف. يكون المبادل الحراري الداخلي من نوع وسيط تبريد - هواء ويعمل مبخراً في وضع التبريد ومكثفاً في وضع التدفئة ويكون المبادل الحراري الخارجي من نوع وسيط تبريد - ماء ويعمل مكثفاً في وضع التبريد ومبخراً في وضع التدفئة إذ يتم التبديل بين الوضعين عن طريق تغيير اتجاه جريان وسيط التبريد ضمن الدارة. يظهر الشكل 14-1 دارة المضخة الحرارية من هذا النوع. (مخير، وعيسى، 2007، ص. 605)

تتضمن المضخات الحرارية وفق مخطط ماء - هواء حسب طبيعة المياه المستخدمة عدة أنواع:

- المضخات الحرارية التي تستخدم المياه الجوفية أو السطحية: وتستفيد من مياه الآبار والبحيرات و الأنهار إذ يمكن أن تمرر هذه المياه إلى المبادل الحراري الخارجي بشكل مباشر أو عن طريق حلقة مغلقة يدور ضمنها سائل يقوم بنقل الحرارة بين المياه الجوفية أو السطحية والمبادل الخارجي (شرح أوفى عن المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي في الفصل الثاني).



الشكل 14-1، مضخة حرارية وفق مخطط ماء - هواء

(ناعمة، 2010، ص. 58)

- المضخات الحرارية التي تستخدم مياه المجاري: تستعمل مياه المجاري أو المياه المطرودة من المصابغ كمصدر حراري وذلك بشكل مباشر إذ تمرر إلى مبخر المضخة الحرارية أو عن طريق خزان تجميع. كما يمكن استخدام دارة وسيطة لنقل الحرارة بين المبخر والمصدر الحراري.

- المضخات الحرارية المدعمة بالطاقة الشمسية: وتعتمد على المياه المسخنة باستخدام المنظومات الشمسية ذات درجة الحرارة المنخفضة كمصدر حراري. (ناعمة، 2010، ص. 59)

ب- المضخات الحرارية وفق مخطط هواء - ماء:

وتسمى في بعض المراجع بالمضخات الحرارية ذات المصدر الداخلي إذ يستخدم الهواء في هذا النوع كمصدر ومستهلك للحرارة ويستخدم الماء كوسط ناقل للحرارة مباشرة من وإلى المكان المكيف. يتم التبديل بين وضعي التدفئة والتبريد عن طريق تغيير اتجاه جريان وسيط التبريد ضمن الدارة كما أن بعض الدارات تستخدم فقط في وضع التدفئة وذلك لأغراض تسخين الماء وتسمى سخانات المياه.

3- المضخات الحرارية ماء - ماء:

يستخدم الماء كمصدر ومستهلك للحرارة كما يستخدم كوسط ناقل للحرارة من وإلى المكان المكيف ويمكن أن تصادف المضخات الحرارية ما - ماء وفق أحد نوعين:

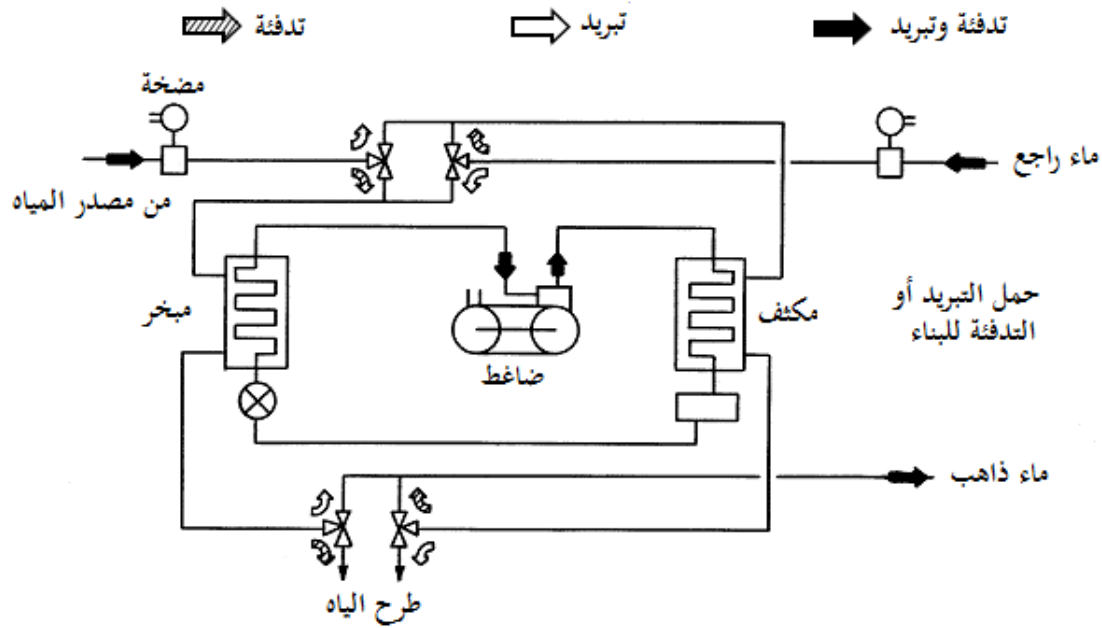
آ - المضخة الحرارية بثبات اتجاه تدفق الماء:

وهو النوع الأقل انتشاراً وتعتمد على تغيير اتجاه الجريان ضمن دارة وسيط التبريد باستخدام صمام عكس الدارة وذلك للتبديل بين وضعي التدفئة والتبريد. يكون المبادل الحراري الداخلي من نوع وسيط تبريد - ماء ويعمل مبخرًا في وضع التبريد ومكثفًا في وضع التدفئة ويكون المبادل الحراري الخارجي من نفس النوع ويعمل مكثفًا في وضع التبريد ومبخرًا في وضع التدفئة، تستخدم المضخات الحرارية بثبات اتجاه تدفق الماء لأغراض تدفئة وتكييف المباني فيما يسمى بمنظومات المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي والأداء المزدوج (موضحة في الفصل الثاني).

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 9)

ب- المضخة الحرارية بثبات دورة وسيط التبريد:

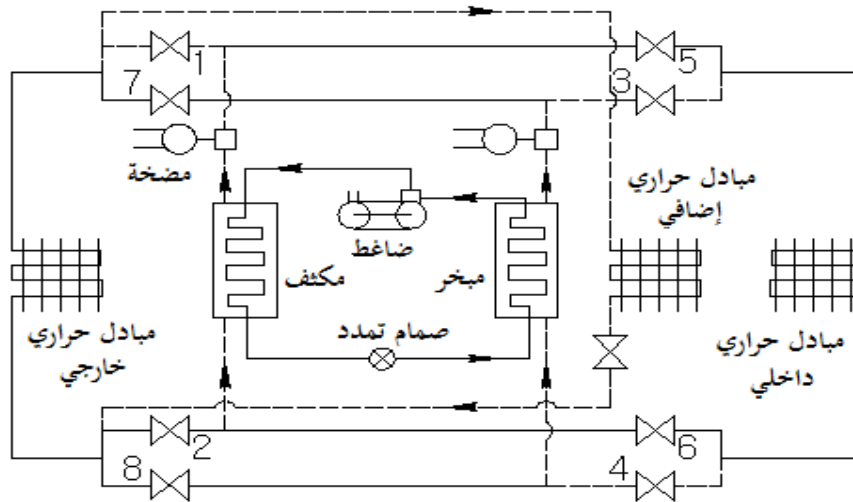
يعدّ هذا النوع أفضل من النوع الأول ويعتمد على تغيير اتجاه تدفق الماء وتبقى دارة وسيط التبريد ثابتة إذ إن أحد المبادلين يعمل دوماً على أنه مبخر ويعمل المبادل الثاني دوماً على أنه مكثف. يظهر على الشكل 1-15 مضخة حرارية من هذا النوع مع دخول مباشر للماء من المصدر إلى مبادلات المضخة الحرارية، مما يسبب تجمع للترسبات ضمن حلقة المياه المغلقة التي تقوم بنقل الحرارة من وإلى المكان المكيف، لذلك يستخدم عادة مبادل حراري أولي لمنع دخول المياه الملوثة من المصدر المائي مباشرة إلى مبادلات المضخة الحرارية. (ناعمة، 2010، ص. 59)



الشكل 1-15، مضخة حرارية ماء - ماء بثبات دورة وسيط التبريد (ناعمة، 2010، ص. 58)

4- المضخات الحرارية هواء - سائل:

يستخدم الهواء كمصدر ومستهلك للحرارة كما يستخدم سائل كوسط ناقل للحرارة بين مبادلات المضخة الحرارية من جهة وبين الهواء الخارجي والمكان المكيف من جهة أخرى. في الشكل 1-16 تكون الصمامات 5، 6، 7، 8 مفتوحة في وضع التدفئة والصمامات 1، 2، 3، 4 مغلقة ويحصل العكس في وضع التبريد. يمكن إضافة مبادل حراري للمنظومة يؤمن التبريد عندما تعمل المنظومة في وضع التدفئة كما يؤمن التدفئة عندما تعمل المنظومة في وضع التبريد.



الشكل 1-16، المضخة حرارية هواء - سائل مع مبادل حراري إضافي

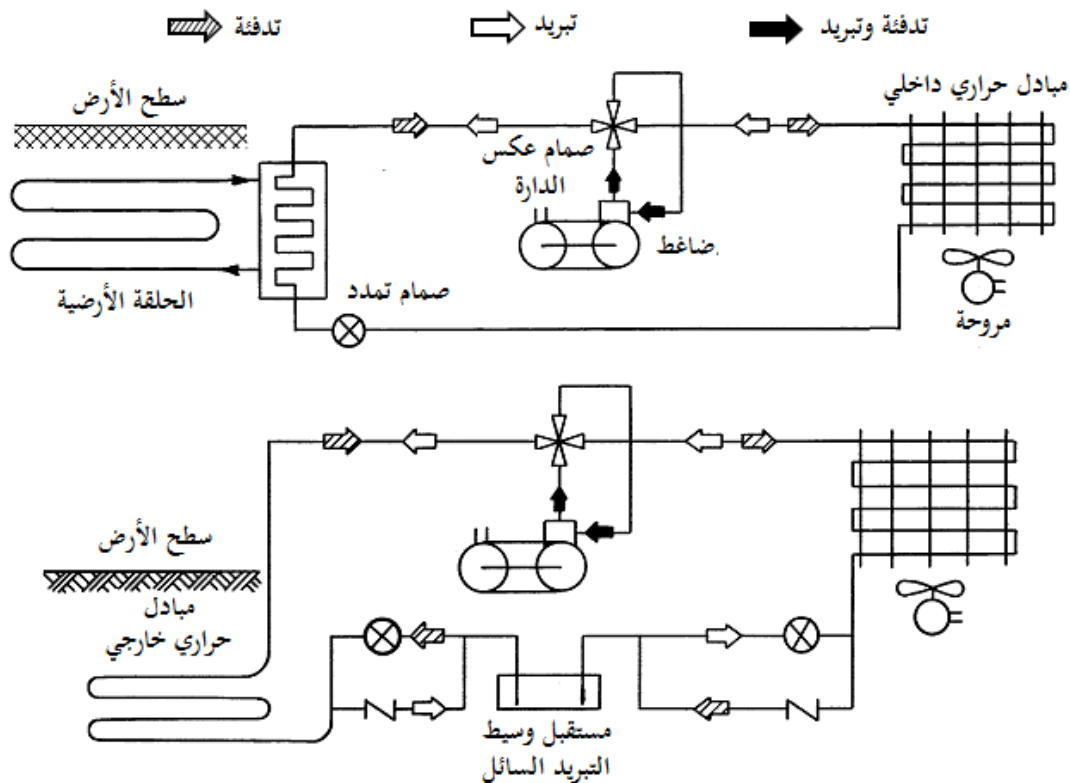
(مخبير، وعيسى، 2007، ص. 608)

5- المضخات الحرارية جوف الأرض - هواء أو المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج:

يستخدم جوف الأرض كمصدر ومستهلك حراري ويستخدم الهواء كوسيط ناقل للحرارة من وإلى المكان المكيف. تعتمد المضخات الحرارية من هذا النوع على تغيير اتجاه الجريان ضمن دائرة وسيط التبريد باستخدام صمام عكس الدارة وذلك للتبديل بين وضعي التدفئة والتبريد. يكون المبادل الحراري الداخلي من نوع وسيط تبريد - هواء ويعمل مبخراً في وضع التبريد ومكثفاً في وضع التدفئة بينما يكون المبادل الحراري الخارجي وفق أحد شكلين:

- مبادل حراري خارجي وسيط تبريد - ماء: يعمل مكثفاً في وضع التبريد ومبخراً في وضع التدفئة، يتواجد الماء ضمن حلقة أرضية (شاقولية أو أفقية) مغلقة يدور خلالها لينقل الحرارة بين المبادل الحراري الخارجي وجوف الأرض. في بعض المراجع يتم إدراج هذا النوع من المضخات الحرارية ضمن فئة المضخات الحرارية ماء - هواء وهو المبدأ الذي تم اتباعه في الفصل الثاني والذي يعطي معلومات أوفى عن المضخات الجيوحرارية بشكل عام.

- مبادل حراري خارجي وسيط تبريد - جوف الأرض: ويسمى بالمبادل الحراري ذي التمدد المباشر حيث يتم تكاثف أو تبخر وسيط التبريد نتيجة التبادل الحراري المباشر مع جوف الأرض. ويظهر الشكل 1-17 المضخة الحرارية جوف الأرض - هواء على اعتبار نوعي المبادل الحراري الخارجي.



الشكل 1-17، مضخة حرارية جوف الأرض - هواء

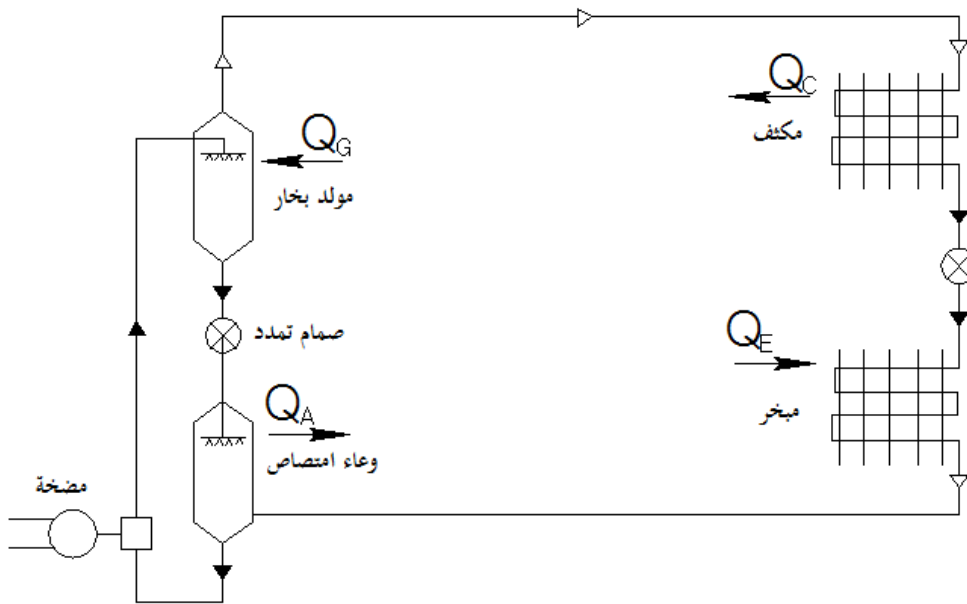
(ناعمة، 2010، ص. 58)

1-5-2 المضخة الحرارية الامتصاصية:

في المضخات الحرارية الامتصاصية يتم نقل الحرارة من المصدر الحراري إلى المستهلك الحراري بصرف طاقة حرارية، وذلك باستخدام الدورتين المباشرة والعكسية.

تتم دورات آلات التبريد الامتصاصية بمساعدة محلول مؤلف من مركبين (وأحياناً ثلاثة مركبات) يسمى أحدهما المادة الماصة والآخر وسيط التبريد. وأكثر المحاليل انتشاراً في الوقت الحاضر محلول الأمونيا مع الماء ومحلول بروميد الليثيوم مع الماء ويعدّ الماء مادة ماصة في المحلول الأول ووسيط تبريد في المحلول الثاني. إن كان محتوى وسيط التبريد في المحلول الأول عالياً يسمى المحلول غنياً وإن كان قليلاً يسمى المحلول ضعيفاً أما في حالة محلول بروميد الليثيوم مع الماء فإن التركيز يدل على محتوى المحلول من بروميد الليثيوم أي المادة الماصة.

يجب أن تكون درجة حرارة غليان المادة الماصة أكبر بكثير من درجة حرارة غليان وسيط التبريد وأن ينحل فيها وسيط التبريد بشكل كامل وسريع ويبين الشكل 1-18 مخططاً بسيطاً للمضخة الحرارية الامتصاصية إذ يتم في المولد غليان المحلول الغني بوسيط التبريد عند ضغط ثابت P_c على حساب إعطاء حرارة Q_G من مصدر خارجي. نتيجة الغليان يتناقص تركيز المحلول وترتفع درجة حرارة غليانه ويتجه البخار المتشكل من وسيط التبريد والمادة الماصة إلى المكثف حيث يتكاثف عند الضغط P_c الذي يوافق درجة حرارة الخليط ويتم طرح كمية الحرارة Q_C إلى المستهلك الحراري ويكون تركيز البخار أعلى بكثير من تركيز المحلول المغلي فإن كان الفرق بين درجة حرارة غليان وسيط التبريد والمادة الماصة 200-300 $^{\circ}C$ فإن البخار يتألف عملياً فقط من وسيط التبريد ويتم تكاثفه عند درجة حرارة وضغط ثابتين.



الشكل 1-18، المضخة الحرارية الامتصاصية

(مخبر، وعيسى، 2007، ص. 517)

يخلق السائل المتكون في المكثف من الضغط P_c إلى ضغط المبخر P_0 ويدخل إلى الأخير حيث يتم استخلاص الحرارة Q_E من المصدر الحراري ويتم غليان السائل ثم يتوجه البخار المتشكل إلى وعاء الامتصاص.

يساق المحلول الضعيف بوسيط التبريد من المولد عبر صمام التمدد الثاني إلى وعاء الامتصاص حيث يتم امتصاص البخار القادم من المبخر ويزداد التركيز حتى يصل إلى التركيز الأولي لإجراء الغليان في المولد. يكون إجراء الامتصاص مصحوباً بتولد (نشر) حرارة Q_A إلى المستهلك الحراري. يدفع المحلول الغني من وعاء الامتصاص إلى المولد بواسطة مضخة. يتم في المولد الحفاظ على الضغط P_c وفي وعاء الامتصاص على الضغط P_0 لأن هذين الجهازين موصولين مع المكثف والمبخر على التوالي.

تتكمّل في المضخة الحرارية الامتصاصية الدورتين المباشرة والعكسية ويتم عمل الآلة بشكل مستمر، إذ يحقق المولد وصمام الخنق الثاني ووعاء الامتصاص والمضخة الدورة الترموديناميكية المباشرة ويحقق المكثف وصمام الخنق الأول والمبخر الدورة الترموديناميكية العكسية.

تحدد فعالية الطاقة في دورة آلة التبريد الامتصاصية بواسطة معامل حراري ζ_c والذي هو نسبة الانتاجية التبريدية إلى مجموع الحرارة المقدمة إلى المولد وعمل المضخة وعلى اعتبار أن عمل المضخة قليل جداً مقارنة بكمية الحرارة المقدمة للمولد يهمل عمل المضخة ويكون:

$$\zeta_c = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (24-1)$$

تحدد فعالية الطاقة في دورة المضخة الحرارية الامتصاصية بواسطة معامل حراري ζ_h والذي هو نسبة مجموع الحرارة المتبادلة في وعاء الامتصاص والمكثف إلى كمية الحرارة المقدمة في المولد:

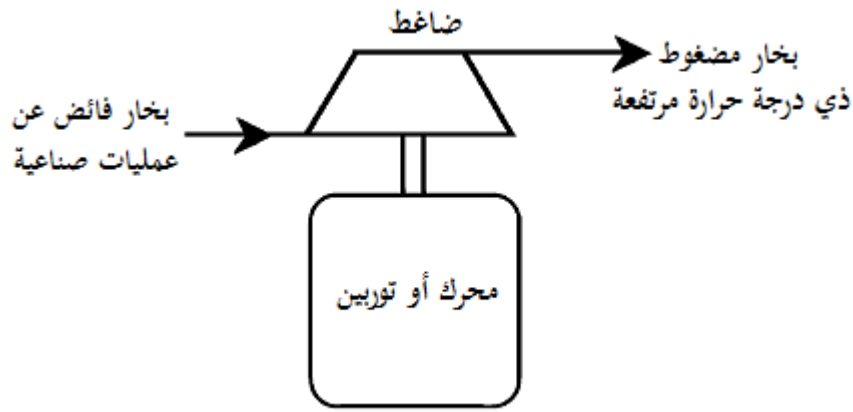
$$\zeta_h = \frac{Q_A + Q_C}{Q_G} \quad (25-1)$$

1-5-3 المضخة الحرارية ذات دورة انضغاط البخار المفتوحة:

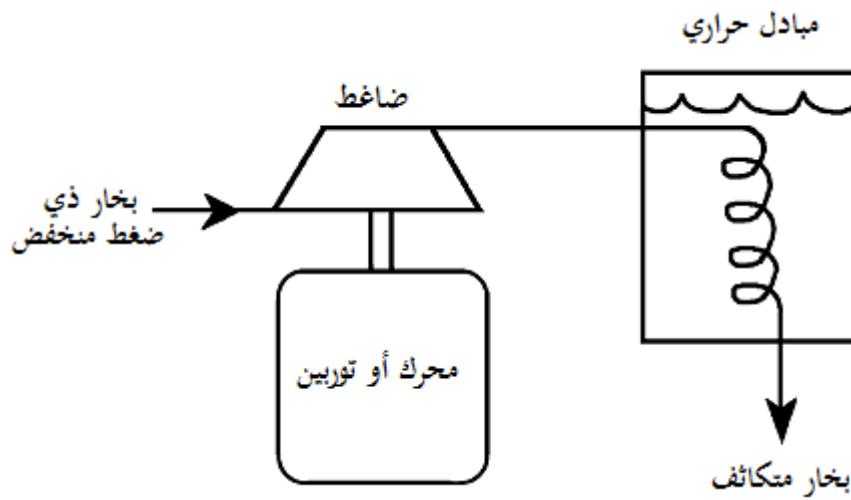
يمكن استخدامها في المعامل التي تستعمل بخار الماء المضغوط وفق ضغوط مختلفة، إذ تقوم المضخة الحرارية بالاستفادة من البخار الفائض ذي الضغط المنخفض غير القابل للاستعمال وتزيد من درجة حرارته عن طريق ضغطه للاستفادة منه لأغراض أخرى (الشكل 1-19).

1-5-4 المضخة الحرارية ذات دورة انضغاط البخار الميكانيكية مع مبادل حراري:

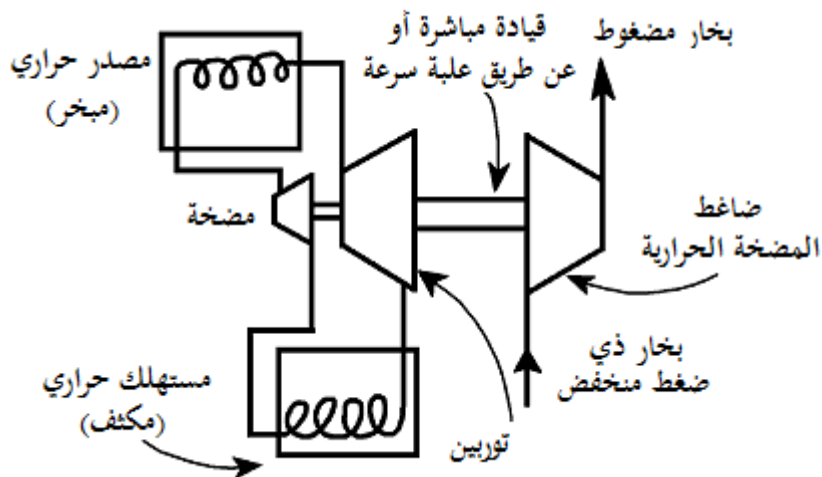
يتم ضغط البخار ذي الضغط المنخفض للحصول على ضغط ودرجة حرارة كافيين للاستعمال المباشر في عمليات أخرى. ومن التطبيقات المعروفة المركّزات (تركيز العصائر مثلاً) وأعمدة التقطير. يظهر هذا النوع في الشكل 1-20.



الشكل 1-19، مضخة حرارية ذات دورة انضغاط البخار المفتوحة
(ناعمة، 2010، ص. 18)



الشكل 1-20، مضخة حرارية ذات دورة انضغاط البخار الميكانيكية مع مبادل حراري
(ناعمة، 2010، ص. 17)



الشكل 1-21، مضخة حرارية باستخدام دورة رانكين المقادة حرارياً
(ناعمة، 2010، ص. 18)

1-5-5 المضخة الحرارية باستخدام دورة رانكين المقادة حرارياً:

يمكن الاستفادة منها عند توافر كميات كبيرة من الحرارة الضائعة وكلفة الطاقة مرتفعة. إن قسم المضخة الحرارية الظاهر في الشكل 1-21 يمكن أن يكون مفتوحاً أو مغلقاً ولكن دورة رانكين عادة تكون مغلقة.

1-6 المصادر والمصارف الحرارية للمضخات الحرارية:

إن اقتصادية بناء المضخة الحرارية وتشغيلها يتعلق بمصادر الطاقة الحرارية ودرجة حرارتها، ويجب أن تتمتع هذه المصادر بالخواص التالية:

- 1- يجب أن تكون كمية الحرارة كافية في كل وقت لتزويد المضخة الحرارية.
 - 2- يجب أن تكون درجة حرارة المصدر مرتفعة ما أمكن.
 - 3- تكاليف استثمار منخفضة.
 - 4- أن يكون استهلاك الطاقة في نقل الحرارة (المراوح والمضخات) منخفضاً.
- إن اختيار مصدر ومستهلك حراري لتطبيق ما يتأثر بشكل أساسي بالموقع الجغرافي والمناخ وكلفة التأسيس والتوافر وطبيعة التركيب. (ناعمة، 2010)

1-6-1 الهواء:

يستعمل بشكل واسع في التطبيقات السكنية والتجارية الصغيرة كمصدر ومستهلك حراري. عند اختيار الهواء كمصدر حراري لوحدة مضخة حرارية يجب أن يؤخذ بعين الاعتبار عاملين أساسيين:

- 1- درجة حرارة الهواء الخارجي المحلية.
- 2- تشكل الجليد.

يتم تبادل الحرارة مع الهواء عن طريق مبادلات حرارية وسيط تبريد - هواء وتكون على شكل وشائع ذات سطح كبير نسبياً، يتم تحريك الهواء عبر الوسائط بشكل قسري وتكون مساحة السطح الخارجي للوسائط الخارجية أكبر بحوالي 50-100% من مساحة سطح الوشيجة الداخلية وكذلك فإن كمية الهواء الخارجي المار عبر الوشيجة تكون أكبر من كمية الهواء الداخلي بنفس النسبة. عندما تنخفض درجة حرارة الهواء الخارجي تنخفض استطاعة التسخين للمضخة الحرارية، ويجب اختيار مكونات وحدة المضخة الحرارية التي تعمل في وضعي التدفئة والتبريد لتحقيق استطاعة التدفئة المطلوبة دون خلق استطاعة تبريد مفرطة لا حاجة لها.

الجدول 1-4، عوامل تؤخذ بعين الاعتبار عند اختيار الهواء كمصدر أو مستهلك حراري
(ناعمة، 2010، ص. 21)

الوسط	الهواء الخارجي	هواء الطرد
مثال	هواء الوسط المحيط	تهوية المباني
الملائمة	مصدر حراري	جيد ولكن الاستطاعة والمردود لوضع التدفئة ينقصان مع انخفاض درجة الحرارة
	مستهلك حراري	جيد ولكن الاستطاعة والمردود لوضع التبريد ينقصان مع ارتفاع درجة الحرارة
الوفرة	الموقع حسب الحاجة	عالمي
	التطابق مع الحاجة	بشكل دائم
الكلفة	التأسيسية	منخفضة
	التشغيل والصيانة	متوسطة
درجة الحرارة	المستوى	متغير
	التذبذب	غالباً كبير
التطبيق العملي	الاستخدام	شائع جداً مع وجود منتجات جاهزة
	حُدود الاستخدام	هناك حاجة لإزالة الجليد وتدفئة مساعدة

يمكن أن يتشكل الجليد على سطح الوشيعية الخارجية في وضع التدفئة عندما تكون درجة حرارة هذا السطح مساوية للصفر مئوية أو أقل ودرجة حرارة الهواء الخارجي الجافة أكبر بـ 2-5.5 [C°]. يؤدي تجمع الجليد إلى إضعاف عملية التبادل الحراري وبالتالي يجب إذابة الجليد المتشكل على فترات زمنية معينة ويتعلق تكرار العملية بالمناخ وتصميم الوشيعية وعدد ساعات التشغيل، كما يجب أن يؤخذ بالحسبان نقصان التبادل الحراري عند تشكل الجليد وذلك في تصميم الوشيعية الخارجية. في الأبنية التعليمية والتجارية يتم طرد جزء من الهواء المكيف إلى الخارج ويمكن استعمال الهواء المطرود كمصدر حراري وهو يحتاج غالباً لمصدر حراري مساعد. يظهر الجدول 1-4 العوامل المؤثرة عند اختيار الهواء كمصدر أو مستهلك حراري.

1-6-2 الماء:

يعدّ الماء مصدراً ومستهلكاً حرارياً جيداً نظراً للاعتبارات المذكورة في الجدول 1-5. إن درجة الحرارة الثابتة للمياه الجوفية تبرر أدائها الجيد كمصدر حراري، وتتعلق درجة حرارة المياه بعمق المصدر ودرجة حرارة الجو الخارجي وتتراوح بين 5 - 20 [C°].

يمكن استخدام مياه البلدية كمصدر حراري مع الانتباه إلى كلفتها المرتفعة ولقوانين البلديات التي قد تمنع هذا الاستخدام.

تشكل المسطحات المائية مثل البحيرات والبرك والجداول مصادراً حرارية، أحد طرق الاستفادة منها تتم عن طريق مبادل حراري مغمور في الماء يقوم بنقل الحرارة بين المسطح والمضخة الحرارية، إذ يجب الانتباه إلى إمكانية التجمد إن كان الماء أيضاً هو الوسيط الناقل للحرارة ويجب بالتالي إضافة مواد مانعة للتجمد في وضع التدفئة.

في التطبيقات الصناعية يمكن لمياه الصرف أو مياه التكاثر الدافئة أن تستعمل كمصدر حراري، كما أن مياه المجاري تكون أحياناً ذات درجة حرارة أعلى من درجة حرارة المياه الجوفية أو السطحية مما يسمح باستعمال محتواها الحراري إن كانت معالجة بشكل أولي وأحياناً دون معالجة إن كان تركيب المبادل الحراري يسمح بذلك.

الجدول 1-5، عوامل تؤخذ بعين الاعتبار عند اختيار الماء كمصدر أو مستهلك حراري
(ناعمة، 2010، ص. 22)

الوسط	بئر	مياه سطحية	مياه الشرب	متكاثف	مجري
مثال	مياه الآبار	بحيرات وأنهار ومحيطات	مياه البلدية	أبراج تبريد ومنظومات التبريد	مياه الصرف المعالجة وغير المعالجة
الملائمة	مصدر حراري	ممتاز	ممتاز	ممتاز	متوسط إلى ممتاز
	مستهلك حراري	ممتاز	ممتاز	سيء إلى جيد	متوسط ويختلف حسب المصدر
الوفرة	الموقع حسب الحاجة	سيء إلى ممتاز والعمق يختلف حسب الموقع	محدود ويعتمد على الموقع	ممتاز	متغير

الوفرة	التطابق مع الحاجة	بشكل دائم	غالباً بشكل دائم	بشكل دائم	متغير مع حمل التبريد	متغير ويمكن أن يكون كافياً
الكلفة	التأسيسية	منخفضة إن كان البئر الموجود ضحلاً أو موجوداً وتكون مرتفعة بغير ذلك	يعتمد على الموقع ونقاوة الماء	قليلة	غالباً قليلة	اعتماداً على الموقع مرتفعة للصرف غير المعالج (الخام)
	التشغيل والصيانة	منخفضة ولكن الصيانة الدورية مطلوبة	تعتمد على الموقع ونقاوة الماء	كلفة طاقة قليلة، استهلاك الماء قد يكون مكلفاً	متوسطة	متغير ويمكن أن تكون مرتفعة لمياه الصرف الخام
درجة الحرارة	المستوى	عموماً ممتاز ويختلف حسب الموقع	غالباً مقبول	ممتاز	مفضل كمصدر حرارة	ممتاز
	التذبذب	ثابت بشكل كبير	يعتمد على المصدر	غالباً قليلة جداً	تعتمد على المصدر	غالباً قليلة
التطبيق العملي	الاستخدام	شائع	موجود وخاصة للماء العذب	يتناقص نتيجة المنع من قبل البلديات	متوفر	غير شائع ويمكن عملياً فقط للمنظومات الكبيرة
	حدود الاستخدام	استهلاك المياه قد يتطلب تصريحاً ويمكن أن يتراكم الكلس على المبادلات	غالباً محدود أو ممنوع في القوانين وهناك مشكلة التكلس والأوساخ	الاستخدام واستهلاك الماء من الممكن أن يحظر	مناسب فقط إن كان التسخين مطلوباً بالتزامن مع طرح حرارة	غالباً منظم ويمكن للأوساخ والشوائب والترسبات أن تآكل السطح

1-6-3 الأرض:

تستخدم الأرض كمصدر ومستهلك حراري باستخدام الوشائع المغمورة (المدفونة) على أعماق مختلفة. ويختلف أداء المضخة الحرارية نتيجة اختلاف الخواص الحرارية للتربة باختلاف نوعها، ويضم الفصل الثاني شرحاً عن استخدام الأرض في تطبيقات المضخة الحرارية.

1-6-4 الطاقة الشمسية:

إن المصادر الحرارية المذكورة أخيراً مثل الهواء والمياه السطحية والمياه الجوفية والأرض تستفيد من الطاقة الشمسية بشكل غير مباشر ويمكن للطاقة الشمسية أن تستخدم باعتبارها مصدراً حرارياً أساسياً أو مساعداً.

تصنف منظومات المضخات الحرارية التي تستفيد من الطاقة الشمسية إلى نوعين: المنظومات المباشرة المنظومات غير المباشرة. في المنظومات المباشرة توضع أنابيب مبخر المضخة الحرارية داخل اللاقط الشمسي ويكون عادة من نوع الصفيحة المستوية بينما تقوم المنظومة غير المباشرة بتدوير الماء أو الهواء عبر اللاقط الشمسي. تكمن ميزة المنظومة المباشرة في الحصول على درجات حرارة أعلى من المنظومة غير المباشرة.

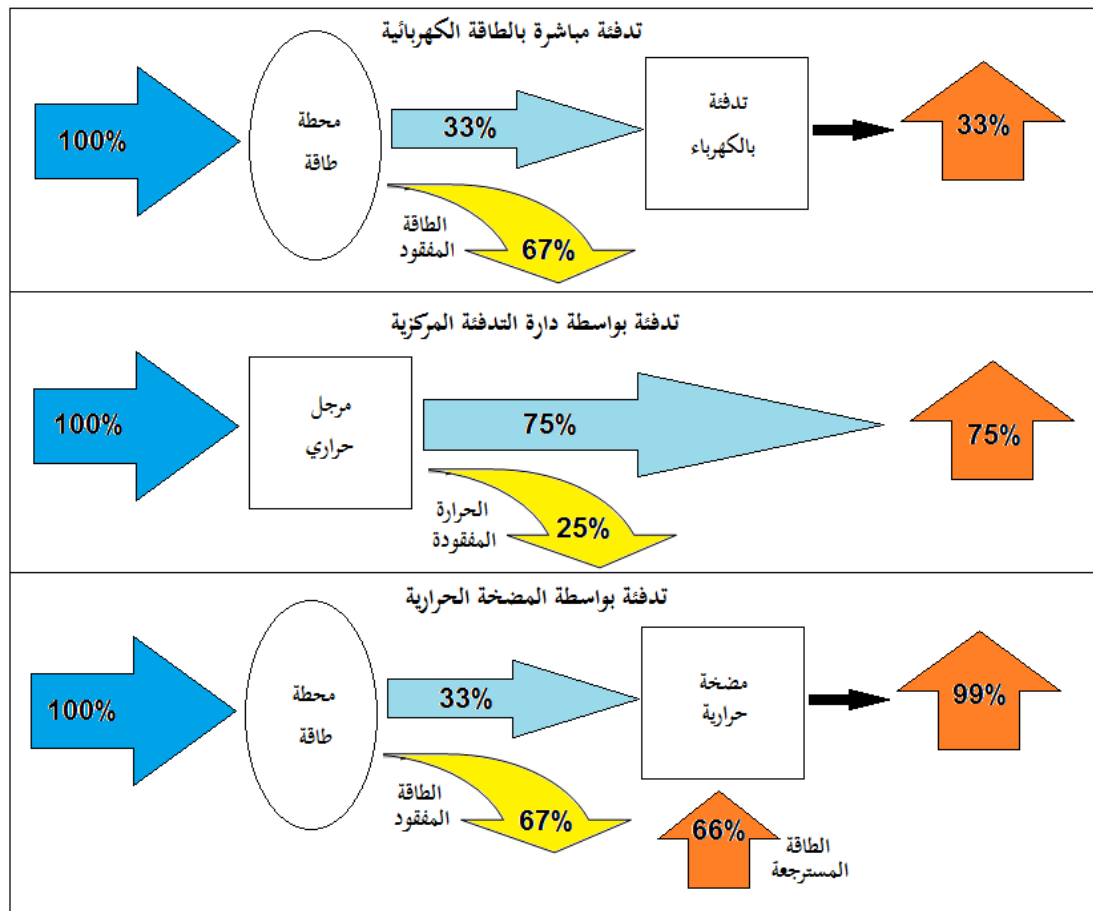
يظهر الجدول 1-6 العوامل المؤثرة عند اختيار الطاقة الشمسية والعمليات الصناعية كمصدر أو مستهلك حراري. (ناعمة، 2010)

الجدول 1-6، العوامل المؤثرة عند اختيار الطاقة الشمسية أو العمليات الصناعية كمصدر أو مستهلك حراري (ناعمة، 2010، ص. 22)

الوسط		مباشر أو غير مباشر (طاقة شمسية)	عمليات تسخين أو طرد (عمليات صناعية)
مثال		لواقط شمسية	التقطير ، التكرير، الغسل، التجفيف
الملائمة	مصدر حراري	متوسط	متوسط إلى ممتاز
	مستهلك حراري	ضعيف وغالباً غير مقبول	متغير وغالباً غير عملي
الوفرة	الموقع حسب الحاجة	عالمي	متغير
	التطابق مع الحاجة	متقطع مع الحاجة لتخزين الحرارة ليلاً	متغير
الكلفة	التأسيسية	مرتفعة جداً	متغير
	التشغيل والصيانة	متوسط إلى مرتفع	غالباً منخفض
درجة الحرارة	المستوى	متغير	متغير
	التذبذب	كبير جداً	متغير
التطبيق العملي	الاستخدام	محدود جداً	متغير
	حدود الاستخدام	بحاجة لمصدر مساعد أو تخزين حرارة	من الممكن أن يكون مكلفاً إلا في حالة مصدر حرارة قريب من مكان الحاجة

1- 7 مميزات استخدام المضخة الحرارية:

- 1- التوفير الكبير الذي تحققه المضخات الحرارية عند استخدامها في عمليات التدفئة وتأمين الماء الساخن: يتراوح التوفير بين 25% إلى 70% في استهلاك الطاقة مقارنة بمنظومات التدفئة التي تستخدم الطاقة الكهربائية بشكل مباشر أو منظومات التدفئة المركزية التي تستخدم مرجلاً حرارياً مما يخفض كلفة استثمار المضخة الحرارية وتشغيلها. ويظهر الشكل 1-22 هذا التوفير.
- 2- تعمل المضخة الحرارية بدون طرح غازات ملوثة أو بنسب منخفضة نسبياً مقارنة مع عملية التدفئة التقليدية بحرق الوقود. مما يؤدي إلى تخفيض نسب التلوث والتخفيف من ظاهرة الاحتباس الحراري. تخفض المضخة الحرارية نسبة انبعاث غاز CO₂ بحوالي 90% مقارنة بمنظومات حرق الوقود السائل لأهداف التدفئة.
- 3- إن استخدام المضخة الحرارية لأهداف التدفئة يحقق أماناً في التشغيل مقارنة بمنظومات احتراق الوقود.
- 4- تؤمن المضخة الحرارية الراحة الحرارية عند استخدامها في منظومات التدفئة الأرضية، كما أن ضجيجها منخفض وعامل الصيانة قليل ويمكن أن تستخدم في فصل الصيف (للتبريد).



الشكل 1-22، مقارنة منظومات التدفئة مع المضخة الحرارية

(ناعمة، 2010، ص. 32)

الفصل الثاني

الطاقة الجيولوجية مفهومها واستخداماتها

2-1 تعريف المصطلح:

تعرف الطاقة الجيوحرارية: بأنها الطاقة الحرارية الموجودة ضمن القشرة الأرضية وتشمل الطاقة الحرارية المختزنة في الصخور والرمال والحصى والتربة والسوائل الموجودة في مسام الصخور وضمن التربة (ماء وبخار الماء... الخ).

لقد أظهرت الدراسات أن الأرض نشأت من كتلة مائعة كلياً ثم تبردت وأصبحت صلبة دون إضافة أي طاقة خارجية ما عدا الطاقة القادمة من الشمس. وبسبب حركة الصفائح الأرضية والحركة البركانية، تركز جزء من هذه الطاقة قرب سطح الأرض ليشكل أماكن درجة الحرارة العالية. وقد ساهم التوصيل والحمل الحراري بنقل الطاقة من القسم العميق إلى القسم السطحي من القشرة الأرضية وذلك في الأماكن التي يسمح فيها التركيب الجيولوجي أو وجود الماء بذلك.

إن الاختلاف في النشاط البركاني والنشاط الإشعاعي واختلاف ناقلية الصخور وودوران السوائل تسبب جميعها تدفقات حرارية مختلفة (من القشرة للسطح) بالإضافة إلى درجات حرارة مختلفة بالنسبة لعمق معين. إن الزيادة الطبيعية لدرجة الحرارة مع العمق أو ما يسمى بالتدرج الحراري الطبيعي يساوي تقريباً 24 [K/Km] أما التدرجات الحرارية الشائعة فيمكن أن تتراوح حسب المنطقة بين 9 [K/Km] إلى 48 [K/Km].

إن المناطق ذات تدرجات الحرارة العالية أو المناطق التي لها تدفقات حرارية أكبر من المعدلات الطبيعية، تعتبر الأكثر أهمية من ناحية الفعالية الاقتصادية. حتى الأماكن ذات التدرجات الحرارية العادية تعتبر مهمة في حال وجود ميزات جيولوجية معينة. (ASHRAE, 2007, P. 32.1)

2-2 تصنيف المصادر الجيوحرارية:

تستخدم الأرض من أجل محتواها الحراري عندما تتراوح درجة حرارتها بين -5 إلى 360 [C°] وتنقسم المصادر الجيوحرارية حسب درجة حرارتها إلى:

1- المصادر ذات درجة الحرارة العالية: تستخدم لأغراض التوليد الكهربائي وتكون درجة الحرارة أكبر من 150 [C°].

2- المصادر ذات درجة الحرارة المتوسطة: هذه المصادر قابلة للاستخدام المباشر وتتراوح درجة حرارتها بين 32 إلى 150 [C°].

3- المصادر ذات درجة الحرارة المنخفضة: تستخدم في منظومات المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي وتكون درجة حرارتها أصغر من 32 [C°].

كما تصنف المصادر الجيوحرارية وفقاً لشكل تواجدها كما يلي:

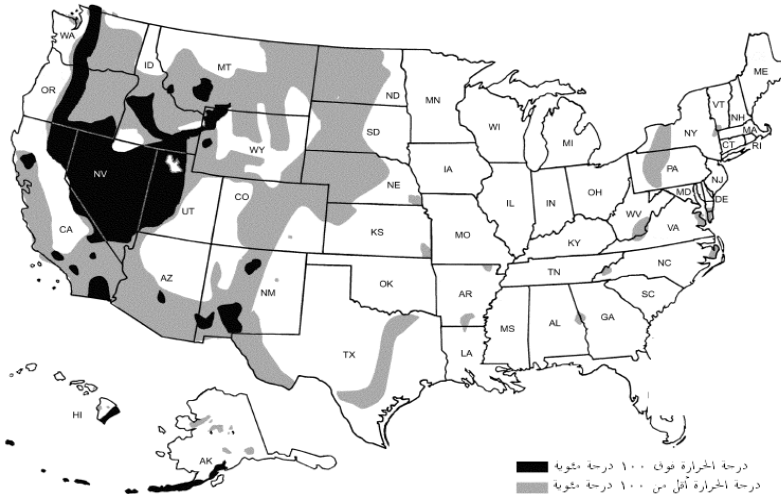
1- المصادر النارية Igneous point resources: مرتبطة بالحمل البركانية الذائبة والتي تسخن الصخور المجاورة بالتوصيل والحمل حسب ما تسمح به نفاذية الصخور ومحتوى مسام الصخور من السوائل.

2- الأنظمة الحملية السائلة الحرارية Hydrothermal convection systems: وهي السوائل الحارة الموجودة قرب سطح الأرض وتنتج من دوران المياه عن طريق الحمل الطبيعي من الطبقات العميقة الساخنة إلى الطبقات السطحية. ويجب أن تكون البنى الصخرية نفوذة بشكل كافٍ لحصول هذا الدوران الطبيعي.

3- المصادر الأرضية المضغوطة Geopressed resources: عبارة عن ماء حار موجود في الطبقات الجيولوجية الرسوبية العميقة حيث الضغط أعلى من 75 [MPa]. كما تحتوي هذه المصادر على الميثان محلولاً في الماء.

4- المصادر الحرارية الإشعاعية Radiogenic heat sources: صخور بلوتونية غرانيتية تكون غنية نسبياً باليورانيوم والثوريوم فإن غطت الرواسب ذات الناقلية الحرارية المنخفضة هذه الصخور يحدث ارتفاع في درجة حرارة الجزء القاعدي من الرواسب.

5- الطبقات الجيولوجية المحلية العميقة Deep regional aquifers: لتكون الطبقات الجيولوجية العميقة ذات ميزة اقتصادية فيجب أن تكون كافية من ناحية الحجم لتزود درجة الحرارة المفيدة خلال فترة العمل وأن تكون نفاذية الطبقات المحيطة كافية لتأمين التدفق الحراري المناسب. يظهر الشكل 1-2 مناطق المصادر السائلة في الولايات المتحدة الأمريكية.



الشكل 1-2، مناطق المصادر الحملية السائلة في الولايات المتحدة الأمريكية
(ASHRAE, 2007, P. 32.2)

3-2 الطرق والمنظومات المستخدمة للاستفادة من المصادر الجيوحرارية:

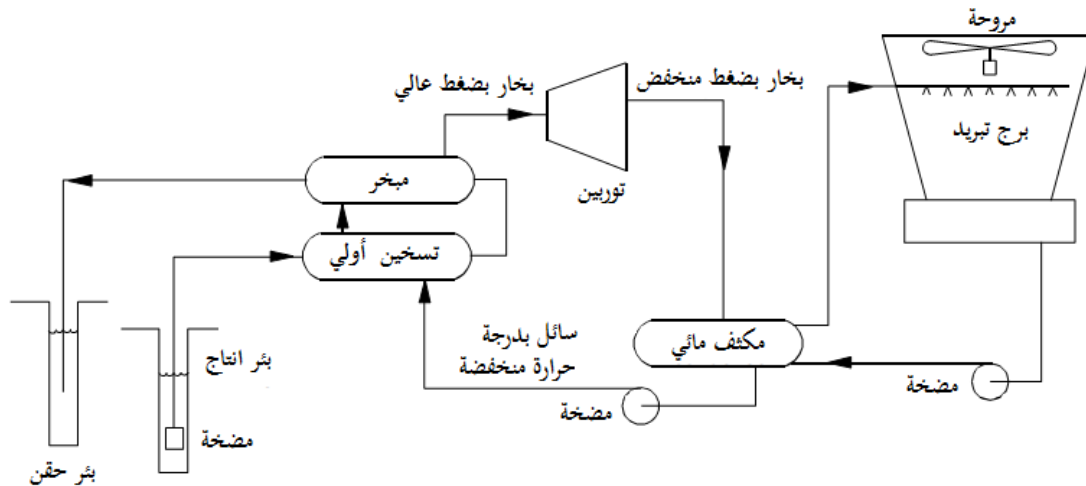
1-3-2 المنظومات الجيوحرارية لتوليد الكهرباء:

يستخدم جوف الأرض لأغراض التوليد الكهربائي عندما تتجاوز درجة حرارته $150 [C^{\circ}]$. يوجد ثلاثة أنواع رئيسية للمنظومات الجيوحرارية لتوليد الكهرباء، يعتمد تصنيفها على طبيعة المصدر الجيوحراري والطور الذي يتواجد به الماء ضمن الطبقات الجيولوجية وهي:

1- المنظومة الجيوحرارية المباشرة لتوليد الكهرباء: تستخدم عندما يتواجد الماء في جوف الأرض على شكل بخار محمص. إذ يؤخذ البخار من جوف الأرض ويمرر عبر فاصل، يقوم بتخليصه من الرمال وأجزاء الصخور ثم يساق البخار إلى توربين بخاري يتم بدورانه توليد الكهرباء عن طريق منوبة، ويتم طرح المياه الزائدة أو إعادتها إلى جوف الأرض بعيداً عن المكان الذي أخذت منه وعادة ما يتم ذلك عن طريق بئر حقن (انظر الفقرة 2-3-2).

2- المنظومة الجيوحرارية لتوليد الكهرباء بفصل البخار: تستخدم عندما يتواجد الماء في جوف الأرض على شكل بخار مشبع (خليط من الماء والبخار). إذ يؤخذ خليط الماء والبخار ويمرر عبر فاصل سائل، ويتم هناك الحصول على البخار الذي يساق إلى التوربين بينما يتم طرح الماء الناتج بعد التوربين والماء الناتج من فاصل السائل أو إعادة حقنه إلى الأرض.

3- المنظومة الجيوحرارية غير المباشرة لتوليد الكهرباء: تسمى بالمنظومة غير المباشرة نتيجة لوجود حلقة مغلقة تحوي سائل ناقل للحرارة يتبخر ويقوم بتحرك التوربين، ويتم تبخره بالاستفادة من حرارة البخار القادم من جوف الأرض عن طريق مبادلات حرارية. ويبين الشكل 2-2 منظومة من هذا النوع مع بئر انتاج وبئر حقن ومبادل حراري للتسخين الأولي. (Rafferty, 2000)



الشكل 2-2، المنظومة الجيوحرارية غير المباشرة لتوليد الكهرباء

(Rafferty, 2000, p. 3)

2-3-2 منظومات الاستخدام المباشر للطاقة الجيولوجية:

هي المنظومات التي تستخدم حرارة الأرض مباشرة لأغراض التدفئة وتسخين المياه وذلك باستخدام وسيط ناقل للحرارة وتجهيزات معدة خصيصاً لهذا الهدف.

ويستخدم جوف الأرض لأغراض الاستخدام المباشر عندما تتراوح درجة حرارته بين 32 إلى 150 $^{\circ}\text{C}$ كما أن وسيط نقل الحرارة هو السائل الجيولوجي (الماء الجوفي مع الأملاح المنحلة فيه) الذي يكون على تماس مباشر مع الطبقات الجوفية المسخنة.

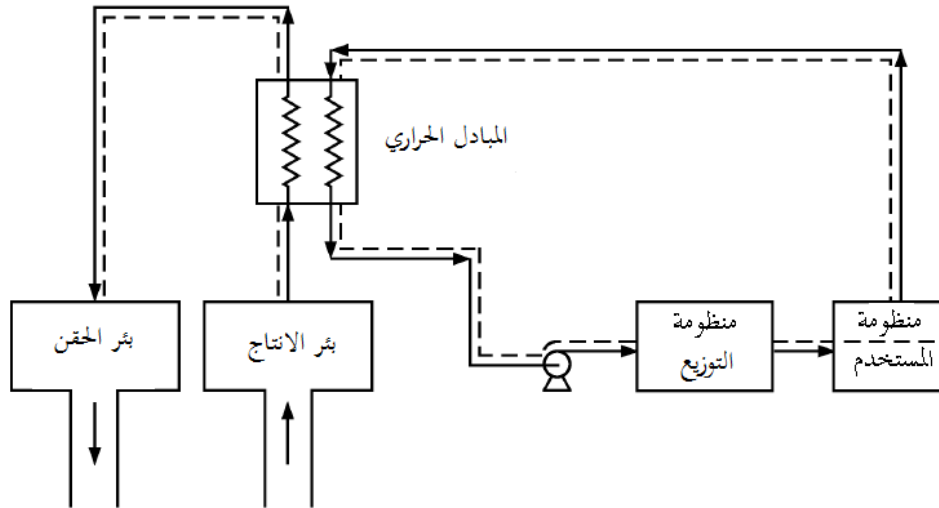
1-2-3-2 مكونات منظومة الاستخدام المباشر:

1- **بئر الإنتاج:** ويحفر بعمق مناسب كافٍ للوصول إلى الطبقة الجوفية المسخنة، إذ يتم ضخ السائل الجيولوجي منه بغرض الاستفادة من حرارته.

2- **منظومة النقل والتوزيع:** مهمتها نقل السائل الجيولوجي من بئر الإنتاج إلى مكان الاستهلاك ومن ثم توزيعه حسب نسبة الأحمال، وقد تصمم منظومة النقل مع أو بدون مبادل حراري.

3- **منظومة المستخدم:** وهي الشبكة النهائية المعدة لاستقبال السائل الجيولوجي والاستفادة منه.

4- **منظومة الطرح:** ومهمتها طرّح السائل الجيولوجي بعد الاستفادة من طاقته، ويمكن أن يكون الطرح إلى سطح الأرض أو تتم إعادة حقن السائل إلى جوف الأرض مرة أخرى عن طريق بئر للطرح (الحقن) يضمن عودة السائل الجيولوجي إلى نفس الطبقة الجوفية التي أخذ منها ويبين الشكل 2-3 منظومة الاستخدام المباشر مع مبادل حراري وإعادة حقن.



الشكل 2-3، منظومة الاستخدام المباشر مع مبادل حراري وإعادة حقن
(ASHRAE, 2007, P. 32.3)

2-2-3-2 العوامل المؤثرة على كلفة منظومة الاستخدام المباشر:

إن كلفة المنظومة المباشرة تتأثر بالكلفة التأسيسية للمشروع أكبر من تأثرها بالكلفة الاستثمارية وتضم العوامل المؤثرة بالكلفة التأسيسية ما يلي:

- 1- **عمق بئر الإنتاج:** كلفة حفر البئر هي واحدة من أكبر تكاليف المنظومة الجيولوجية المباشرة، وتزداد مع زيادة عمق الحفر. كما يرتبط عمق بئر الحقن إن وجد بعمق بئر الإنتاج.
 - 2- **المسافة بين بئر الإنتاج ومكان الاستهلاك:** حتى يتم الاستهلاك الاقتصادي للطاقة الجيولوجية يجب أن يتواجد المستهلك بالقرب من بئر الإنتاج، بما لا يتعدى 1500 [m]. على الرغم من أن السائل الجيولوجي يمكن أن ينقل لمسافات تتعدى 100 [Km] دون انخفاض كبير في درجة الحرارة.
 - 3- **معدل التدفق المأخوذ من بئر الإنتاج:** بئر الإنتاج النموذجي له معدل تدفق 25-50 [L/s].
 - 4- **درجة حرارة المصدر الجيولوجي:** هي درجة الحرارة السائدة للمصدر. معظم مشاريع الاستخدام المباشر تعمل على مجال درجات حرارة للسائل تتراوح بين 55-110 [C°].
 - 5- **هبوط درجة حرارة السائل الجيولوجي (أو فرق درجات الحرارة Δt):** بما أن معدل التدفق من بئر الإنتاج ثابت فإن الطاقة الناتجة عنه تتناسب طردياً مع هبوط درجة الحرارة عند المستهلك. أكثر منظومات الاستخدام المباشر تصمم على درجة حرارة تتراوح بين 17-28 [C°].
 - 6- **معامل الاستهلاك الحراري:** يعرف على أنه نسبة الاستهلاك الحراري الحقيقي الذي يحصل في الواقع إلى الاستهلاك الحراري التصميمي وهو يعكس الوقت الذي تعمل عنده المنظومة وفق الشروط التصميمية. يحكم هذا المعامل على نجاح منظومة الاستخدام المباشر وتتم رفع قيمته عن طريق اختيار مستهلك كبير ومناسب للطاقة المنتجة.
 - 7- **تركيب السائل الجيولوجي:** تؤثر نوعية السائل على اختيار مواد المنظومة ومعدات لها وذلك لضمان الوثوقية في العمل كما يؤثر تركيب السائل على طريقة طرحه بعد الاستفادة منه.
 - 8- **سهولة طرح السائل الجيولوجي بعد الاستفادة منه:** إذ تؤثر كلفة الطرح وبخاصة في حالات إعادة الحقن بشكل كبير في الكلفة الإجمالية للمنظومة. (ASHRAE, 2007, p. 32.3)
- في بعض الأحيان يحتوي السائل على مواد كيميائية تجعل الطرح السطحي صعباً وبعض هذه المواد موجود في الجدول 1-2.

الجدول 1-2، أصناف كيميائية مختارة تؤثر في طريقة طرح السائل الجيولوجي

(ASHRAE, 2007, p. 32.4)

الصنف	مشاكل الطرح
H ₂ S	الرائحة
البورون (B ³⁺)	الإضرار بالمحاصيل الزراعية
الفلورايد (F ⁻)	التأثير على منابع المياه
المواد المشعة	التأثير على الهواء والماء والتربة

2-3-3 المواد والتجهيزات:

المضخات: مهمتها ضخ المياه من بئر الانتاج والتغلب على فواقد الشبكة وتعتبر من أكثر التجهيزات أهمية في المنظومة الجيوحرارية. وتقسم المضخات المستخدمة في المنظومة المباشرة إلى نوعين: **مضخات ذات عمود إدارة علوي:** وهي الأكثر استخداماً وتشبه مضخات الري. تتكون من محرك موجود فوق سطح الأرض يدور محور شاقولي وهو بدوره يدور المضخة الموجودة داخل البئر. **مضخات غاطسة كهربائية:** تتوضع في أسفل البئر وتتكون من ثلاثة أجزاء رئيسية وهي المضخة والمحرك القائد وحماية المحرك. إذ تتوضع حماية المحرك بين الجزئين الباقيين ووظيفتها حماية المحرك من السائل الجيوحراري. وبشكل عام كلما ازداد عمق البئر ازدادت اقتصادية المضخات الغاطسة بالنسبة للمضخات ذات عمود المناولة العلوي ولكن المضخات الغاطسة لم تثبت حياة عمل طويلة في المجال الجيوحراري بسبب سرعة تأثرها بالرمال.

المبادلات الحرارية:

الهدف من المبادلات هو فصل السائل الجيوحراري عن المنظومات الثانوية في الدارة والتي لم تعد للتعامل مع هذا النوع من السوائل. وتكون المبادلات الحرارية على نوعين: المبادلات الحرارية الصفائحية: تصنع من مواد مقاومة للتآكل وهي مناسبة للتطبيقات الصغيرة ويمكن زيادة حملها بزيادة عدد الصفائح.

المبادلات الحرارية ضمن البئر: عبارة عن أنابيب تمتد داخل حفرة البئر وتلعب دور المبادل الحراري، إذ يدور ناقل حراري (الماء مثلاً) بين البئر والمستهلك في حلقة مغلقة. وأهم ميزات هذا المبادل هي عزل السائل الجيوحراري وإمكانية إبعاد المضخة عن حفرة البئر وعدم استنزاف المياه الجوفية ولكن سيئة هذا النوع هي محدودية انتزاع الحرارة من الأرض.

الصمامات:

تفضل الصمامات ذات الحركة الدورانية عن الصمامات ذات الحركة الترددية وذلك من ناحية قلة التسرب وقلة الترسبات، كما يفضل صمام الفراشة في الأقطار الأكبر من 65 [mm].

الأنابيب:

تقسم على مجموعتين: داخل البناء وخارج البناء ولكل منها مواصفاته وطريقة عزله.

2-3-4 المواد الكيميائية المؤثرة في تجهيزات المنظومة الجيوحرارية المباشرة:

هناك ستة مواد كيميائية في السوائل الجيوحرارية يمكن أن تؤدي إلى تآكل المواد الداخلة في تركيب المنظومات الجيوحرارية (المواد المعيارية). وهذه المواد هي:

- الأوكسجين: يؤدي إلى تآكل شديد للفولاذ الكربوني والفولاذ السبائكي.
- شوارد الكلوريد: تؤثر في أنواع الفولاذ بشكل عام وبخاصة الفولاذ غير القابل للصدأ.
- أصناف الكبريتيد: تسبب تآكلاً شديداً لخلائط النحاس والنيكل وعند وجود الفضة بأية نسبة.
- أصناف ثاني أكسيد الكربون: المنحل منه يخفض pH مما يزيد تآكل الكربون.
- أصناف الأمونيا: تسبب تآكل لخلائط النحاس.
- شوارد السلفات: تسبب تتقر للعناصر. (ASHRAE, 2007, p. 32.4)

2-3-5 تطبيقات المنظومات الجيوحرارية المباشرة:

يتلخص استخدام المنظومات المباشرة في تسخين المياه والتدفئة والتكييف الصيفي (التبريد) من خلال دائرة امتصاصية والمجال الزراعي ومجالات أخرى مثل تعدين الذهب وتربية الأسماك وتجفيف الخضار. تستخدم المنظومة المباشرة على مجال واسع يمتد من الأبنية السكنية الطابقية المتوسطة والأبنية التجارية إلى مشاريع تدفئة المدن.

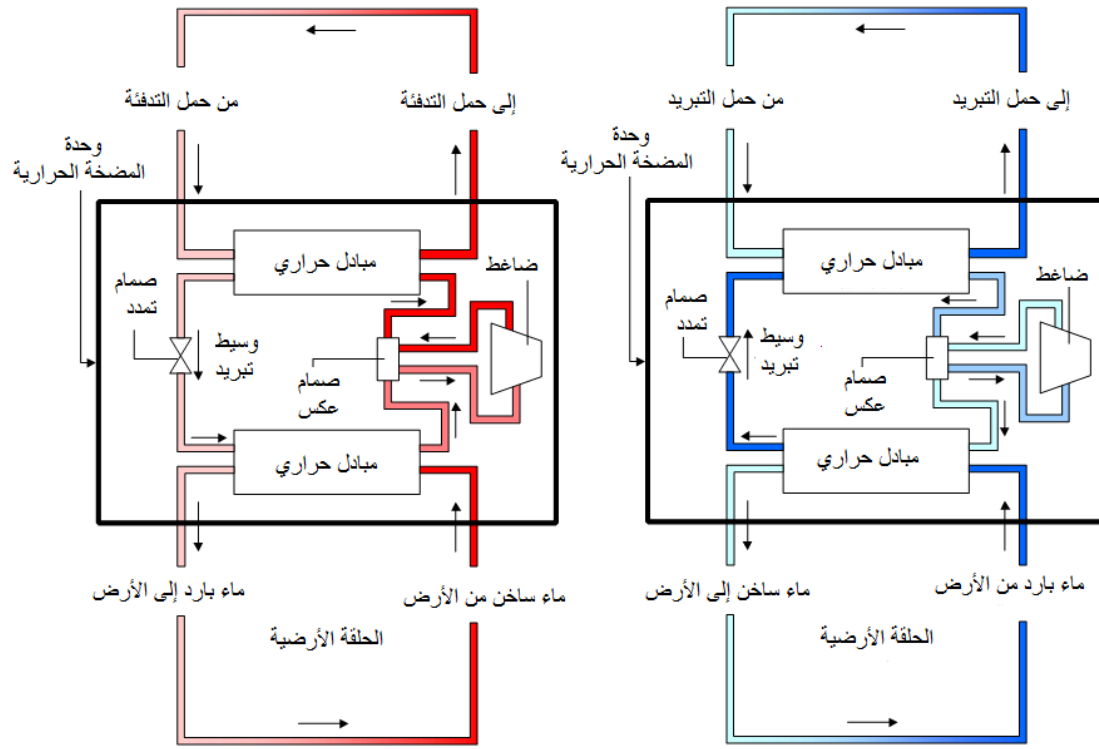
2-3-3 منظومات المضخات الجيوحرارية أو المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي

:Ground Source Heat Pump systems (GSHP)

وهي منظومات المضخات الحرارية التي تستخدم جوف الأرض أو المياه الجوفية أو المياه السطحية كمصدر أو مستهلك حراري. ويستخدم جوف الأرض كمصدر (مستهلك) حراري للمضخات الحرارية عندما تكون درجة حرارته أقل من 32 [C°].

تتألف منظومة المضخة الجيوحرارية بشكل عام من ثلاثة وحدات رئيسية وهي:

- وحدة مضخة حرارية تعتمد دورة انضغاط البخار المغلقة تعمل في وضعي التدفئة والتبريد ويتم التبديل بين الوضعين بتغيير اتجاه تدفق وسيط التبريد.
- وحدة تقوم بتبادل الحرارة مع وسيط تبريد المضخة الحرارية وتنقلها إلى المكان المكيف، وتستخدم هذه الوحدة الماء أو الماء مع مادة مانعة للتجمد أو الهواء كوسيط ناقل للحرارة ويمكن أن تكون على شكل حلقة مغلقة أو مفتوحة.
- وحدة تقوم بتبادل الحرارة مع وسيط تبريد المضخة الحرارية وتنقلها إلى جوف الأرض، وتستخدم هذه الوحدة الماء أو الماء مع مادة مانعة للتجمد كوسيط ناقل للحرارة ويمكن أن تكون على شكل حلقة مغلقة أو مفتوحة وتسمى هذه الوحدة **الحلقة الأرضية** (CHIASSON, 1999, p. 1) ويسمى الجزء المغمور بالأرض **المبادل الحراري الأرضي** (RETScreen International, 2005) **GHX: Geothermal Heat Exchanger** يظهر الشكل 2-4 مخططاً رمزياً لمنظومة المضخة الجيوحرارية في وضعي التدفئة والتبريد.



الشكل 2-4، مخطط رمزي لمنظومة المضخة الجيوحرارية في وضعي التدفئة والتبريد
(CHIASSON, 1999, p. 2)

وتقسم منظومات المضخات الجيوحرارية المستخدمة إلى:

2-3-3-1 منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج

:Ground Coupled Heat Pump systems (GCHP)

ظهرت هذه المنظومات في السبعينات من القرن الماضي، وتدل عبارة الأداء المزدوج على أن المنظومة نفسها تستخدم لأغراض التبريد والتدفئة إذ إن الحرارة التي تطرح في الأرض والناجمة عن عملية التبريد يعاد استخدامها في عملية التدفئة.

تعتمد هذه المنظومات على حلقة أرضية مغلقة تتألف من أنابيب مطمورة (مدفونة) يتم تدوير الماء فيها قسرياً لإحداث التبادل الحراري المطلوب بين الماء وجوف الأرض. تصنع الأنابيب من مادة البولي إيثيلين عالي الكثافة (HDPE) كما يضاف للماء أحياناً مادة مانعة للتجمد. (CHIASSON, 1999, p. 6)

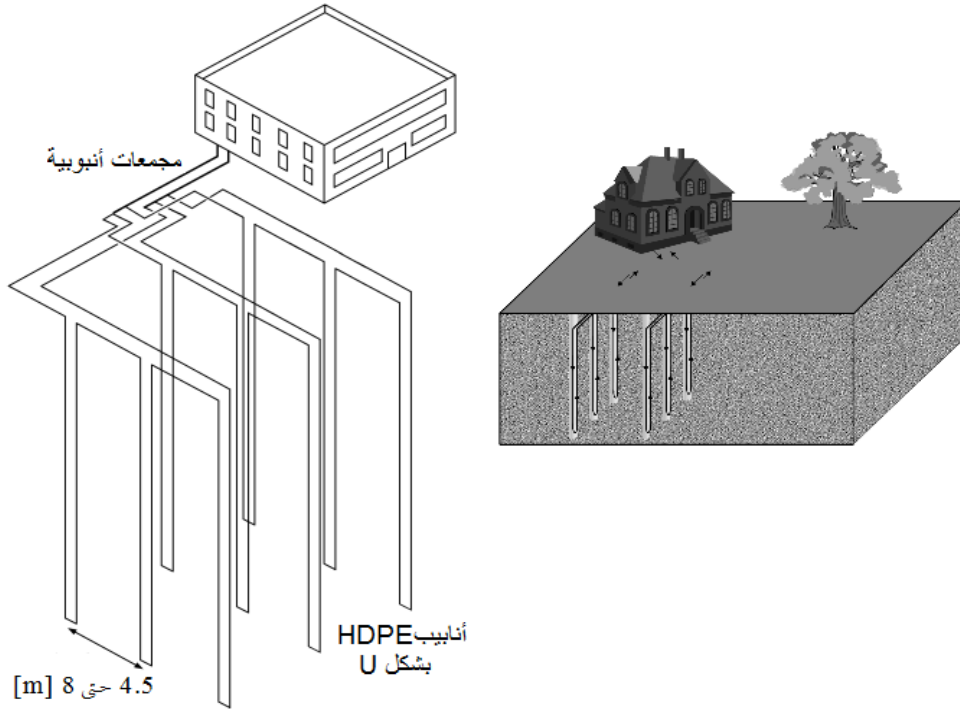
تقسم منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج حسب شكل المبادل الأرضي إلى:

1- منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج

:Vertical Ground Coupled Heat Pump systems (VGCHP)

وفيها يتألف المبادل الحراري الأرضي من عدة حلقات ثانوية، تتألف كل حلقة ثانوية من أنبوب (HDPE) على شكل حرف U يتراوح قطره بين 20 إلى 40 [mm] ويوضع في ثقب محفور في الأرض يتراوح قطره بين 75 إلى 150 [mm] وعمقه بين 15 إلى 180 [m]، وترتبط الحلقات

الثانوية فيما بينها عن طريق مجمع وبذلك تشكل المجمعات مع الحلقات الثانوية ومضخات التدوير الحلقة الأرضية المغلقة. (ASHRAE, 2007, p. 32.10) ويظهر الشكل 2-5 مخططاً رمزياً للمبادل الحراري الأرضي المغلق.

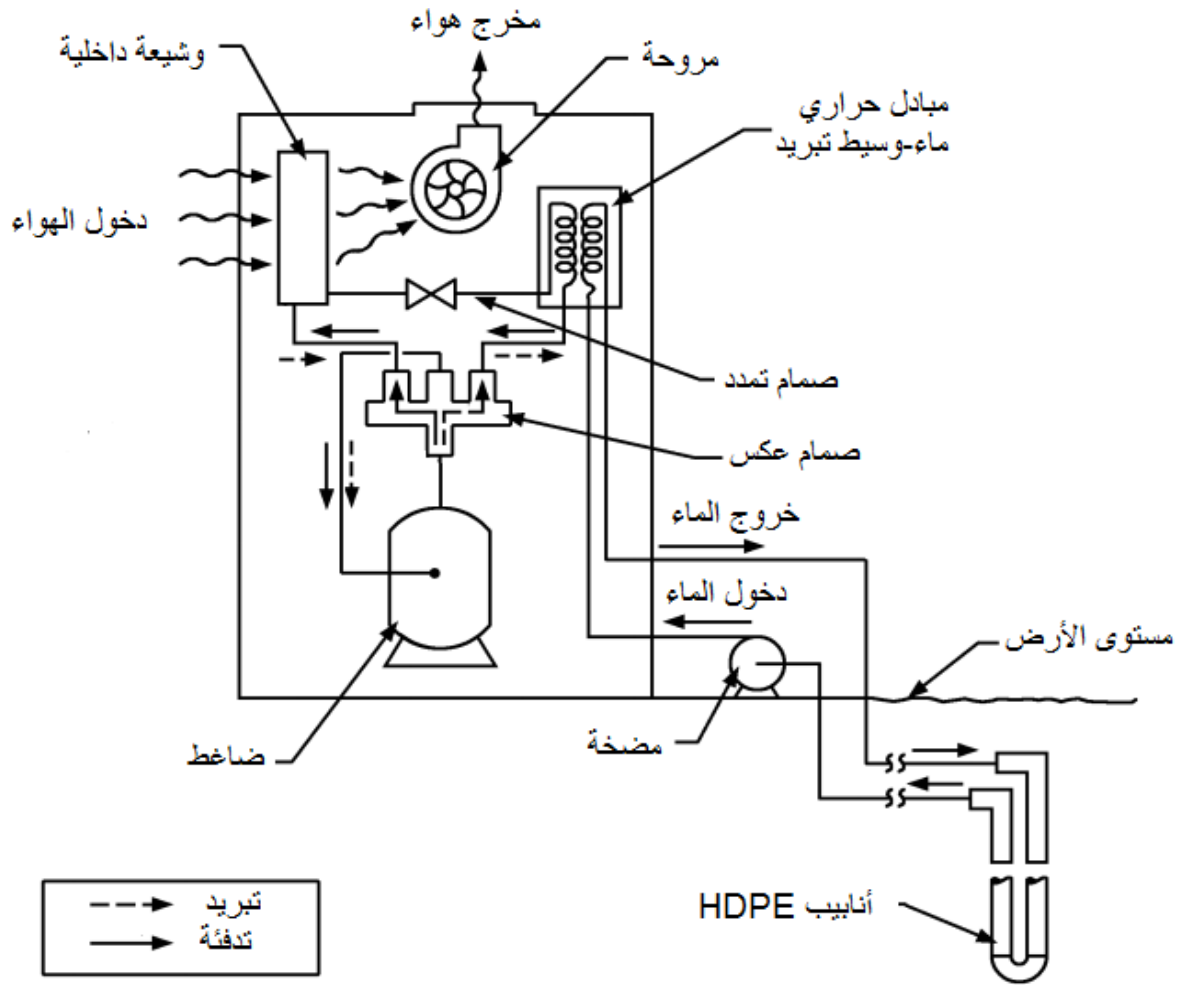


الشكل 2-5، مخطط رمزي للمبادل الحراري الأرضي المغلق
(ASHRAE, 2007, p. 32.10) (CHIASSON, 1999, p. 7)

يتم ملئ الفراغ بين الأنابيب ذات الشكل U والجدران الداخلية للثقب بمادة ملء لا تسمح باحتباس الماء خلالها. (CHIASSON, 1999) ويجب أن لا تقل المسافة بين مراكز الثقوب المتجاورة عن 4.5 [m] وذلك عند توضع الثقوب على شكل شبكة مستطيلة وذلك لتقليل التأثير الحراري للثقوب المتجاورة، أما عند توضع الثقوب بشكل خط مستقيم فيمكن أن تكون المسافة بين كل ثقبين متجاورين أصغر. يظهر الشكل 2-6 منظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج.

تتلخص مميزات منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج بما يلي:

- 1- تتطلب مساحات صغيرة من الأرض مقارنة بمنظومات المضخات الجيوحرارية الأخرى.
- 2- أعماق الحفر الكبيرة نسبياً تؤدي إلى ثبات نسبي في درجة حرارة جوف الأرض وبالتالي استقرار في عمل وحدة المضخة الحرارية.
- 3- تستخدم كمية قليلة نسبياً من الأنابيب مقارنة بمنظومات المضخات الجيوحرارية الأخرى.
- 4- استطاعة الضخ اللازمة للدوران القسري للمياه في الحلقة الأرضية منخفضة نسبياً.
- 5- حماية التجهيزات كون الحلقة الأرضية مغلقة وبالتالي عزل وحدة المضخة الحرارية عن الأملاح والمواد الموجودة في جوف الأرض والتي تؤدي إلى تآكل المعادن.
- 6- حاجة المنظومة للمياه منخفضة كون الحلقة الأرضية مغلقة. (CHIASSON, 1999)



الشكل 2-6، منظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج
(ASHRAE, 2007, p. 32.10)

تتلخص مساوئ منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج بما يلي:

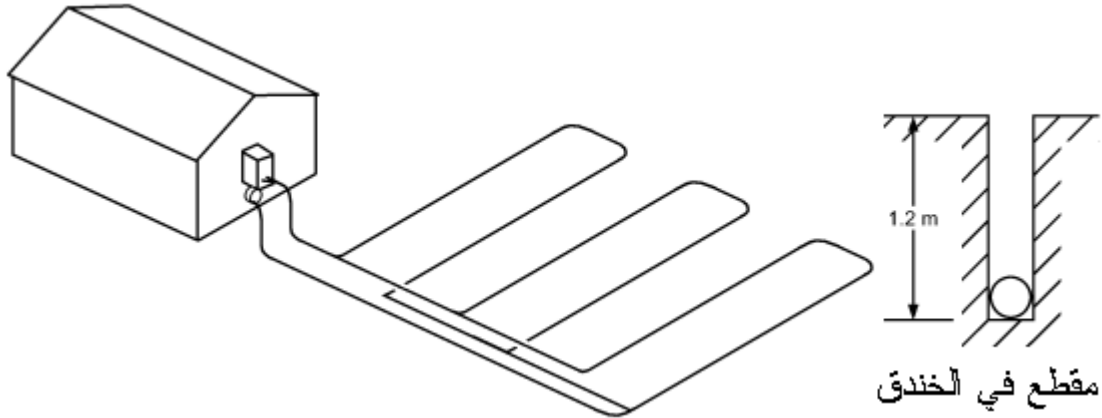
- 1- ارتفاع الكلفة التأسيسية للمنظومة بسبب ارتفاع كلفة الحفر.
 - 2- صعوبة إيجاد مقاولين ذوي خبرة للعمل في هذا المجال. (ASHRAE, 2007, p. 32.10)
- 2- منظومات المضخات الجيوحرارية الأفقية ذات الأداء المزدوج:

Horizontal Ground Coupled Heat Pump systems (HGCHP)

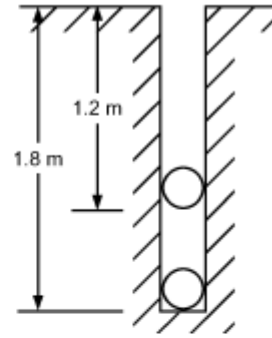
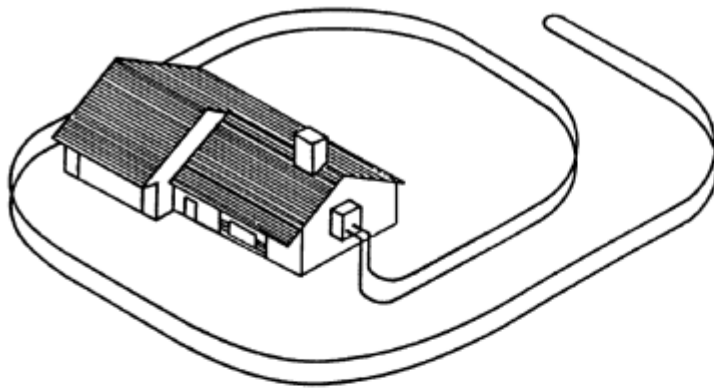
وفيها يتألف المبادل الحراري الأرضي من حلقات ثانوية مصنوعة من أنابيب HDPE بأقطار تتراوح من 20 إلى 40 [mm]، تطمر هذه الحلقات على أعماق منخفضة لا تقل عن 1.2 [m] ضمن خنادق تمتد بشكل أفقي. توصل الحلقات الثانوية مع بعضها بشكل تفرعي أو تسلسلي أو مختلط لتشكيل المبادل الحراري الأرضي الأفقي المغلق، إذ إن طريقة الوصل تؤثر على الاستطاعة اللازمة لمضخة التدوير كما ترتبط ارتباطاً وثيقاً بتدفق المياه اللازم لعمل وحدة المضخة الحرارية ودرجة حرارة المياه المطلوبة على مدخل مبادلها الحراري.

ويمكن تمييز ثلاثة أنواع من المبادل الحراري الأرضي المغلق حسب طريقة توضع الأنابيب ضمن الخندق:

1- مبادل ذو أنبوب مفرد: إذ يوضع في كل خندق أنبوب واحد. وتتميز هذه الطريقة بحاجتها لمساحات واسعة من الأرض لكنها تقلل من تعقيد عملية التركيب. ويبين الشكل 7-2 مثالاً على هذا النوع.

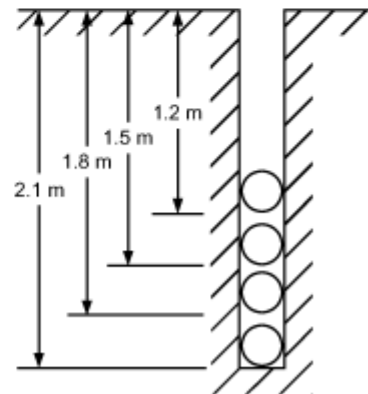
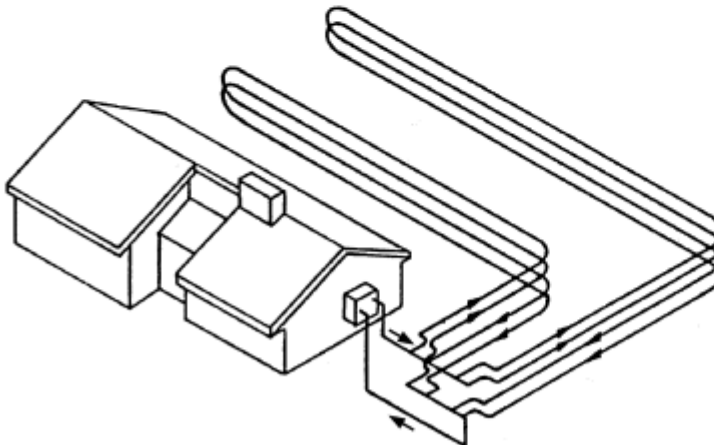


الشكل 7-2، مبادل حراري أرضي أفقي مغلق ذو أنبوب واحد
(ASHRAE, 2007, p. 32.11)



مقطع في الخندق

مبادل تسلسلي ذو أنبوبين



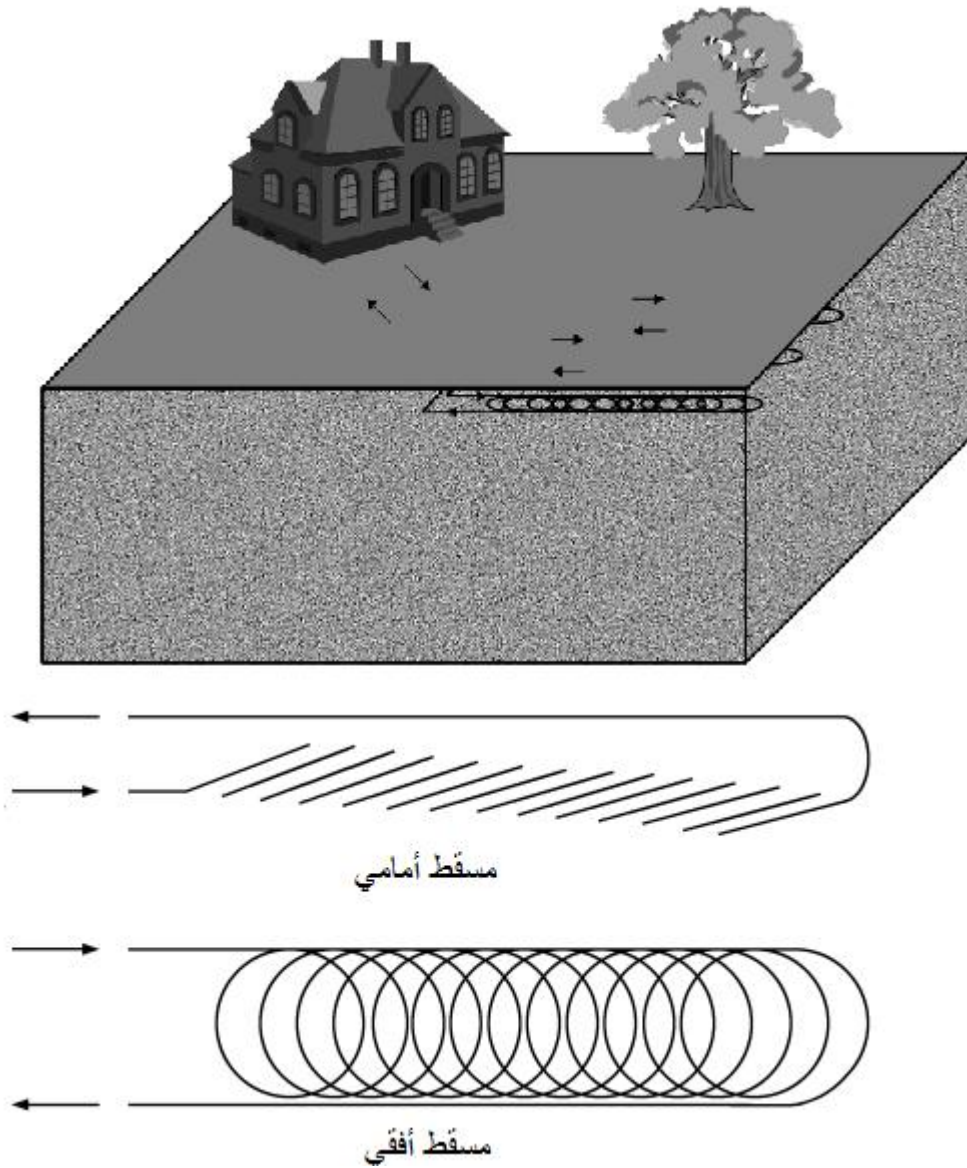
مقطع في الخندق

مبادل فرعي ذو أربعة أنابيب

الشكل 8-2، مبادل حراري أرضي أفقي مغلق ذو أنابيب متعددة
(ASHRAE, 2007, p. 32.21)

2- مبادل ذو أنابيب متعددة : إذ يوضع في كل خندق أنبوبان أو أربعة أو ستة أنابيب وفق ترتيب معين. تقلل هذه الطريقة من طول الخندق وبالتالي كلفة الحفر ولكن يجب زيادة الطول الإجمالي للأنابيب للتغلب على ضعف الأداء الناتج عن التأثير الحراري للأنابيب المتجاورة. ويبين الشكل 2-8 مبادلاً تفرعياً ذا أربعة أنابيب ومبادلاً تسلسلياً ذا أنبوبين.

3- مبادل ذو أنابيب حلزونية: يؤدي استخدام هذا النوع إلى تقليل أكبر في المساحة المطلوبة إذ يقل الطول المطلوب للخندق بمقدار 70-80% عن الطول المطلوب لخندق مبادل الأنبوب المفرد ولكن الطول المطلوب للأنابيب يزداد بمقدار الضعف. توضع الأنابيب الملفوفة حلزونياً بشكل أفقي ومائل أو شاقولية ضمن الخندق. ويوضح الشكل 2-9 هذا المبادل. (ASHRAE, 2007, p.p. 32.11-32.21)



الشكل 2-9، مبادل حراري أرضي أفقي مغلق ذو أنابيب حلزونية
(ASHRAE, 2007, p. 32.20) (CHIASSON, 1999, p. 7)

تتلخص ميزات منظومات المضخات الجيوحرارية الأفقية ذات الأداء المزدوج بما يلي:

- 1- الكلفة التأسيسية منخفضة مقارنة بالمنظومات الشاقولية نتيجة لانخفاض كلفة الحفر.
- 2- بساطة التركيب والتصميم.
- 3- قابلية الوصول للمبادل والقدرة على مراقبة التربة السطحية. (CHIASSON, 1999)

تتلخص مساوئ منظومات المضخات الجيوحرارية الأفقية ذات الأداء المزدوج بما يلي:

- 1- تتطلب مساحات كبيرة من الأرض.
- 2- تقلبات في أداء وحدة المضخة الحرارية نتيجة لتقلب درجة حرارة الأرض على الأعماق المنخفضة بسبب هطول الأمطار وتغير درجة حرارة الجو المحيط.
- 3- ارتفاع الطاقة اللازمة لمضخة التدوير قليلاً.
- 4- انخفاض معامل أداء المنظومة COP.

3- منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج والتمدد المباشر

:Direct eXpansion Ground Coupled Heat Pump systems (DXGCHP)

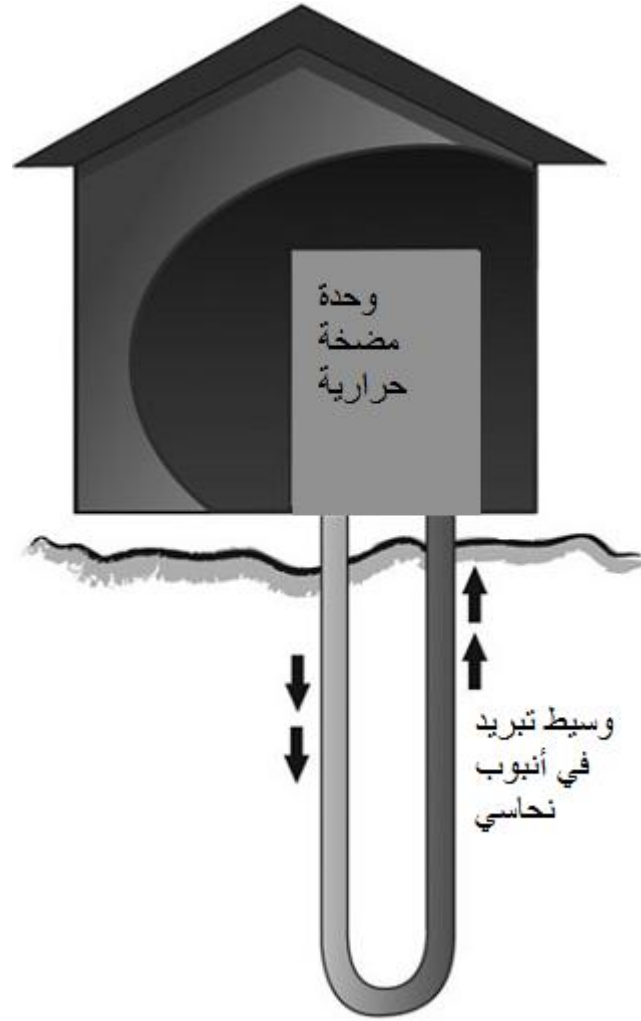
وهي منظومات تستخدم أنابيب نحاسية مطمورة في الأرض عوضاً عن أنابيب البولي إيثيلين عالي الكثافة، وتعتبر هذه الأنابيب النحاسية بمثابة مكثف (أو مبخر) لوحدة المضخة الحرارية وتنتفي الحاجة لوجود مبادل حراري بين الحلقة الأرضية ووحدة المضخة الحرارية. ويبين الشكل 2-10 مخططاً بسيطاً لهذه المنظومة.

تتلخص ميزات منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج والتمدد المباشر بما يلي:

- 1- سهولة التركيب نظراً لبساطة المنظومة.
- 2- قلة أعمال الصيانة.
- 3- تتطلب اختبارات أقل للتربة عند التركيب.
- 4- ارتفاع الفعالية نسبة للمنظومات الأفقية والشاقولية ومعامل الأداء COP يصل إلى 5 نتيجة التبادل المباشر للحرارة بين وسيط التبريد وجوف الأرض دون الحاجة لوجود مبادلات حرارية.

تتلخص مساوئ منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج والتمدد المباشر بما يلي:

- 1- الكلفة التأسيسية المرتفعة نتيجة لتركيب أنابيب النحاس غالية الثمن مقارنة بأنابيب (HDPE) والكمية الكبيرة لوسيط التبريد.
- 2- أنابيب النحاس يمكن أن تتعرض للتلف في التربة الحمضية.
- 3- في حال حدوث تسرب لوسيط التبريد في التربة فإن ذلك يمكن أن يؤدي إلى مضر بيئية. (Egg, Hward, 2011, p.p. 52-53)

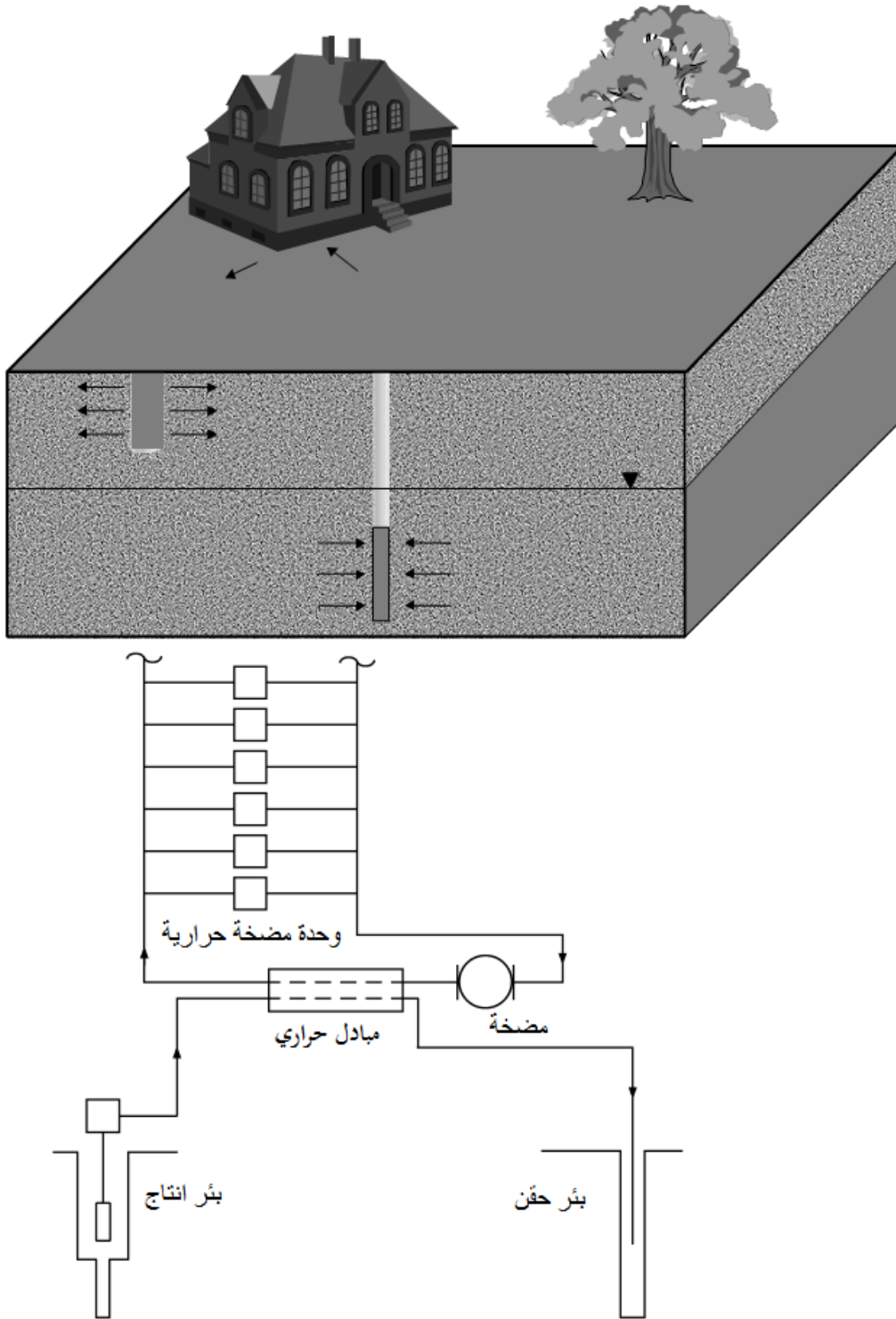


الشكل 2-10، مخطط رمزي لمنظومة مضخة جيوحرارية ذات أداء مزدوج وتمدد مباشر
(Egg, Hwoard, 2011, p. 52)

2-3-3-2 منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه الجوفية :Ground Water Heat Pump systems (GWHP)

وهي المنظومات الأقدم والأوسع انتشاراً بين منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المصدر الأرضي، إذ بدأ استخدامها في أربعينيات القرن الماضي (Egg, Hwoard, 2011) وتعتبر هذه المنظومات من زمرة المنظومات ذات التبادل الحراري الأرضي ذي الشكل المفتوح . يتم في هذه المنظومات سحب المياه الجوفية من بئر عادي ذي عمق مناسب (بئر إنتاج) عن طريق مضخة ثم تمرر المياه إلى وحدة مضخة حرارية ليتم التبادل الحراري المطلوب. تعاد المياه بعد الاستفادة منها حرارياً إلى الأرض عن طريق بئر حقن، وقد تعاد في بعض الحالات إلى بحيرة. تتطلب عملية التصميم اختبارات تتعلق بتوافر المياه ونوعيتها ونوعية التربة وكذلك تحديد طريقة طرح المياه بعد استخدامها.

يظهر الشكل 2-11 مخطط رمزي لمنظومة من هذا النوع مع بئر حقن.



الشكل 2-11، مخطط رمزي لمنظومة المضخة الجيوحرارية ذات المياه الجوفية
(ASHRAE, 2007, p. 32.11) (CHIASSON, 1999, p. 5)

تتلخص مميزات منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه الجوفية بما يلي:

- 1- كلفتها أقل من كلفة منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج (GCHP).
- 2- المساحة المطلوبة للآبار صغيرة نسبياً.
- 3- تقل كلفة المبادلات الحرارية مع ازدياد حجم المنظومة.
- 4- المنظومة مجربة منذ وقت طويل وتعمل بشكل جيد في عديد من المشاريع التجارية الكبيرة.

تتلخص مساوئ منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه الجوفية بما يلي:

- 1- لا يمكن استخدام المنظومة في حالة عدم تواجد المياه الجوفية بكثرة.
- 2- يجب حماية وحدة المضخة الحرارية في حال كانت نوعية المياه الجوفية تسبب التآكل للمعادن وهذا ما يفرض كلفة تأسيسية إضافية.
- 3- يمكن في حالات التركيب غير الصحيح أن تؤدي المياه المطروحة إلى جوف الأرض إلى مخاطر بيئية.
- 4- الطاقة اللازمة لضخ المياه من جوف الأرض ستكون كبيرة إن كانت الطبقة الجوفية التي يتم سحب المياه منها عميقة. (ASHRAE, 2007, p. 32.11)

2-3-3-3 منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه السطحية

:Surface Water Heat Pump systems (SWHP)

تستعمل هذه المنظومات المياه السطحية كالبحيرات أو الأنهار أو الخزانات الصناعية كمصدر أو مستهلك حراري. وقد تكون هذه المنظومات بحلقة مفتوحة (مثل منظومات GWHP) أو بحلقة مغلقة (مثل منظومات GCHP).

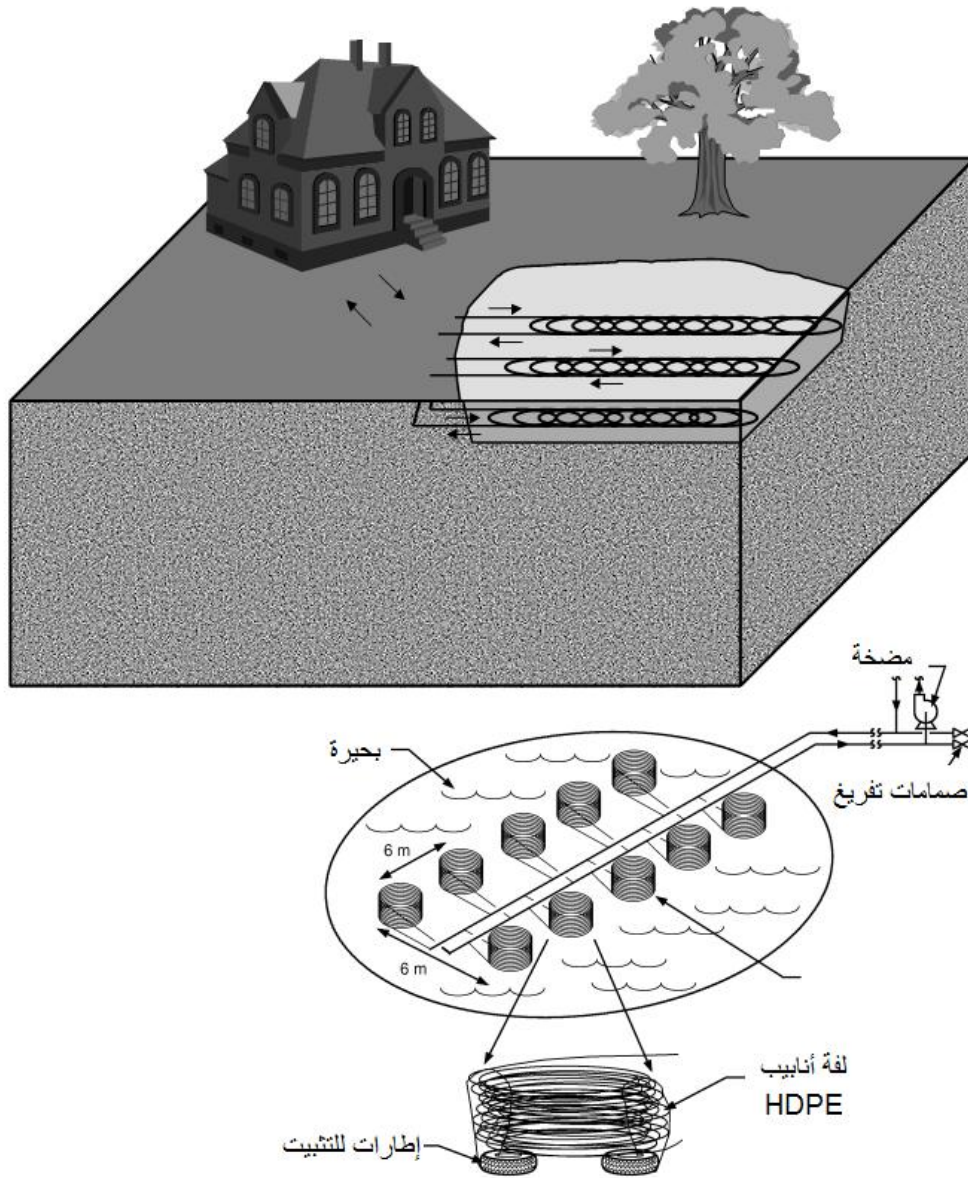
تتألف منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه السطحية والحلقة المغلقة من وحدة مضخة حرارية تتبادل الحرارة مع سطح مائي (بحيرة مثلاً) عن طريق مبادل حراري مصنوع من أنابيب (HDPE) ومغمور في مياه المسطح على عمق مناسب. وتستعمل مضخة لتدوير المياه (أو مياه مع مادة مانعة للتجمد) قسرياً ضمن المبادل المغمور في البحيرة لإحداث التبادل الحراري المطلوب. تتراوح أقطار أنابيب (HDPE) بين 20 إلى 40 [mm] وتتوضع بشكل لفات حلزونية موصولة على التفرع أو التسلسل وفقاً لمجال درجات الحرارة والتدفق المطلوبين. ويظهر الشكل 2-12 نموذجاً لهذا للمبادل المغمور.

تتلخص ميزات منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه السطحية والحلقة المغلقة بما يلي:

- 1- كلفة منخفضة نسبياً مقارنة بمنظومات (GCHP) بسبب انخفاض كلفة أعمال الحفر أو انعدامها.
- 2- انخفاض الطاقة اللازمة للضخ.
- 3- انخفاض متطلبات الصيانة.

تتلخص مساوئ منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه السطحية والحلقة المغلقة بما يلي:

- 1- احتمال عطب المبادل المغمور في المياه في البحيرات العامة.
- 2- التغير الكبير في درجة حرارة مياه البحيرات الصغيرة، وهذا ما يؤثر بشكل كبير على فعالية المضخة الحرارية مع أن التغير يبقى أقل من تغيرات درجة حرارة الهواء في حال المضخات الحرارية التي تعتمد الهواء كمصدر حراري. (ASHRAE, 2007, p. 32.12)



الشكل 2-12، مبادل حراري حلزوني مغمور في بحيرة
(ASHRAE, 2007, p. 32.12) (CHIASSON, 1999, p. 13)

في منظومات المضخات الجيوحرارية ذات المياه السطحية والحلقة المفتوحة يتم ضخ مياه البحيرة إلى المبادل الحراري الخاص بوحدة المضخة الحرارية لإتمام عملية التبادل الحراري ثم تعاد المياه إلى البحيرة بعد الاستفادة منها وبالتالي تلعب البحيرة دور شبيه بدور برج التبريد.

2-3-3-4 منظومات الآبار العمودية

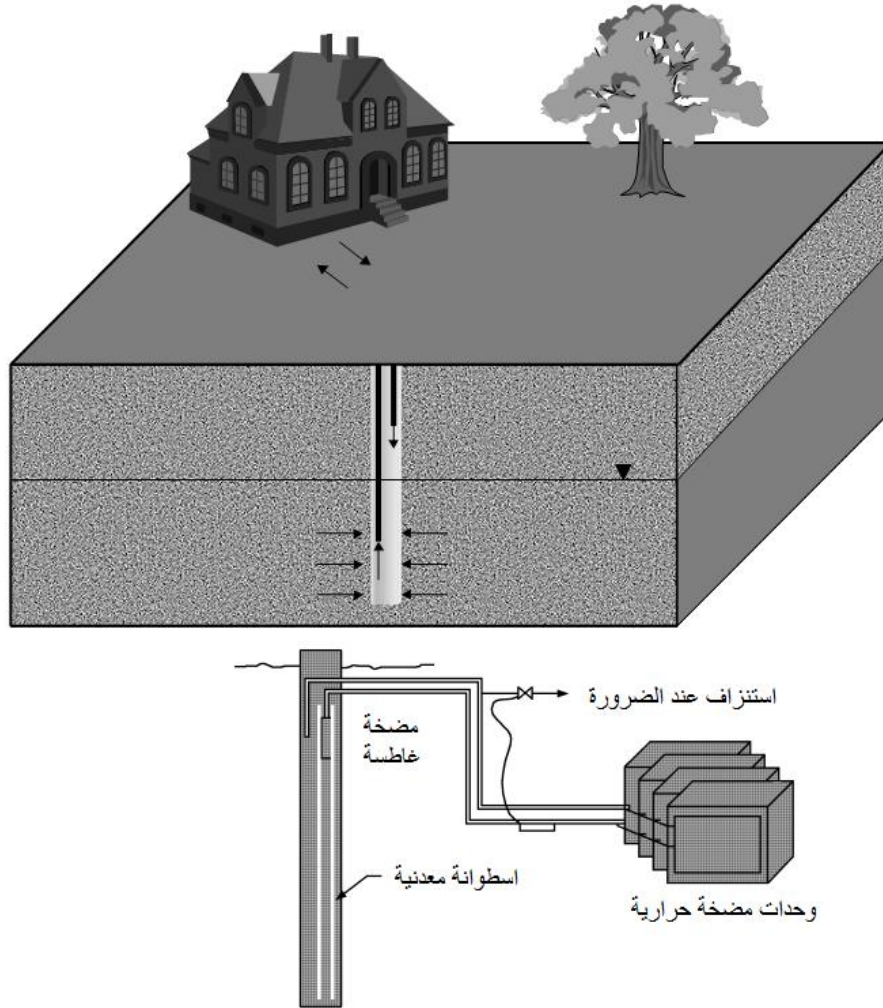
:Standing column Well systems (SCW)

تعد منظومات الآبار العمودية منظومات هجينة بين منظومات المياه الجوفية (GWHP) والمنظومات ذات الأداء المزدوج (GCHP). إذ تعتبر المنظومة منظومة مفتوحة ولكن نقل الحرارة بالتوصيل في هذه المنظومة يعتمد على قواعد نظرية تشابه إلى حد كبير القواعد النظرية لانتقال الحرارة في المنظومات ذات الأداء المزدوج.

يتم في هذه المنظومات استخدام بئر وحيد يدمج فيه كل من بئري الانتاج والحقن ويضاف للمنظومة دائرة استنزاف للمياه الجوفية. تستخدم دائرة الاستنزاف لطرح المياه الجوفية عندما تتخطى درجة حرارة المياه الداخلة لمبادل وحدة المضخة الحرارية القيم الموصى بها. تبلغ نسبة الاستنزاف 10-20 % من كمية التدفق الذي يدور ضمن البئر، وتتم عملية الاستنزاف عندما تكون درجة حرارة مياه البئر أكبر أو أصغر من الدرجة المطلوبة وذلك نتيجة لاختلاف حمل البناء أو موصلية الصخور أو أحوال الطقس، وتعد هذه الطريقة طريقة مناسبة لإعادة درجة حرارة مياه البئر إلى الشروط التصميمية.

يظهر الشكل 2-13 منظومة من هذا النوع، ويظهر الشكل مضخة غاطسة تتوضع ضمن اسطوانة معدنية مثقبة من الأسفل، تسحب المضخة الماء من داخل الاسطوانة ويضطر الماء العائد من وحدة المضخة الحرارية أن يلامس جدران البئر خلال هبوطه ضمن المجال الحلقي بين الاسطوانة وجدران البئر قبل دخوله من ثقوب الاسطوانة في الأسفل، وبذلك يحدث التبادل الحراري المطلوب.

تعد منظومات الآبار العمودية منظومات حديثة ويتم العمل على تطويرها في الوقت الراهن. (ASHRAE, 2007, p. 32.26)



الشكل 2-13، منظومة بئر عمودي

(CHIASSON, 1999, p. 14) (ASHRAE, 2007, p. 32.27)

2-4 ميزات ومساوئ استخدام منظومات المضخات الجيوحرارية (GSHP):

تملك منظومات المضخات الجيوحرارية عدة ميزات مقارنة بالمنظومات التقليدية التي تستخدم الماء أو الهواء كمصدر (مستهلك) حراري، تتلخص هذه الميزات بما يلي:

1- الفعالية العالية والسعة المستقرة:

إن درجة حرارة المياه التي تدور ضمن الحلقات الأرضية تضمن عمل المنظومة بفعالية (EER) أعلى منها في المنظومات التقليدية والتي تستخدم الهواء كمصدر (مستهلك) حراري. ففي وضع التبريد تتم تغذية وحدة المضخة الحرارية بماء ذي درجة حرارة أخفض من درجة حرارة الهواء الخارجي مما يخفض ضغط الدفع (P_c) في الضاغط ويقلل استهلاكه الكهربائي لنفس سعة التبريد. أما في وضع التدفئة فتستكون درجة حرارة المياه الآتية من الحلقة الأرضية والمارة عبر المبخر أكبر من درجة حرارة الهواء الخارجي وبالتالي تزداد السعة التي تقدمها وحدة المضخة الحرارية للتدفئة كما يمكن الحصول على درجة حرارة تغذية أكبر للهواء المدفئ. تعتبر درجة حرارة الأرض أكثر استقراراً من درجة حرارة الهواء الخارجي، مما يؤدي إلى استقرار أداء المنظومة الجيوحرارية وخاصة منظومات VGCHP. تتطلب منظومات المضخات الجيوحرارية استطاعة كهربائية أقل لتشغيل المضخات والمراوح مقارنة بالمنظومات التقليدية وخاصة في الأبنية الضخمة التي تتطلب منظومات باستطاعات كبيرة.

2- تأمين الراحة الحرارية داخل المكان المكيف:

يؤدي ارتفاع درجة حرارة الجو الخارجي إلى ارتفاع ضغط الدفع (P_c) في المضخات الحرارية مما يؤدي إلى انخفاض معدل فعالية الطاقة (EER)، إذ تتناقص الفعالية بزيادة نسبة الانضغاط في الضاغط والتي تساوي النسبة بين ضغط الدفع (P_c) وضغط السحب (P_o). لذلك يلجأ الصانعون إلى رفع قيمة ضغط السحب وبالتالي زيادة الفعالية، مما يؤدي إلى تقليل قدرة المضخة الحرارية على إزالة الرطوبة من الهواء المكيف وينخفض الحمل الكامن مسبباً عدم الراحة الحرارية. وهو الأمر الذي يمكن تجنبه في منظومات المضخات الجيوحرارية نتيجة انخفاض درجة حرارة الماء في الحلقة الأرضية عن درجة حرارة الجو الخارجي.

3- الانخفاض النسبي لكلفة الصيانة:

في غالبية منظومات المضخات الجيوحرارية تتوضع مضخات الماء ووحدات المضخات الحرارية ضمن البناء، ولا تكون معرضة بالتالي للعوامل الجوية مما يخفف من تآكل المنظومة مع الزمن. كما أن هذه المنظومات لا تتعرض لتغيرات مفاجئة في ضغط الدفع أو السحب مقارنة بالمنظومات التقليدية مما يزيد من عمر المنظومة.

4- إمكانية الاستفادة من المنظومة لتسخين المياه في فصل الشتاء:

غالباً ما تكون الحرارة المطروحة إلى جوف الأرض في فصل الصيف أكبر من الحرارة المستهلكة في فصل الشتاء لعملية التدفئة، لذلك يمكن الاستفادة من الحرارة الفائضة في تسخين المياه شتاءً.

5- عدم وجود تجهيزات خارجية ظاهرة:

مما يوفر المساحة لاستخدامات أخرى ويخفف التلوث الصوتي ويمنع حصول إصابات أو صدمات كهربائية للأشخاص المتواجدين بالقرب من التجهيزات الخارجية في المنظومات التقليدية، وتظهر أهمية هذه الميزة في المدارس والمنشآت التعليمية.

6- تقليل التلوث البيئي:

إن ارتفاع الفعالية يقلل من استهلاك الطاقة الكهربائية لنفس الاستطاعة التبريدية (أو استطاعة التدفئة) المقدمة مقارنة بالمنظومات التقليدية، مما يقلل من انبعاث الغازات المضرّة بالبيئة مثل CO₂.

7- انخفاض الكلفة الاستثمارية:

على الرغم من ارتفاع الكلفة التأسيسية لمنظومات المضخات الجيوحرارية، إلا أن كلفتها الاستثمارية تكاد تكون الأقل بين منظومات المضخات الحرارية وذلك يتأتى من العوامل الثلاث التالية:

- انخفاض الاستهلاك الكهربائي.
- انخفاض كلفة الصيانة.
- العمر المديد لمكونات المنظومة.

تملك منظومات المضخات الجيوحرارية عدة مساوئ مقارنة بالمنظومات التقليدية التي تستخدم الماء أو الهواء كمصدر (مستهلك) حراري، تتلخص هذه المساوئ بما يلي:

1- ارتفاع الكلفة التأسيسية:

في الأبنية السكنية: الكلفة التأسيسية ضعف كلفة المنظومات التقليدية.
في الأبنية التجارية: الكلفة التأسيسية أكبر بحوالي 20% إلى 40% من كلفة المنظومات التقليدية المعتمدة على الحجم الثابت للهواء (Constant Air Volume (CAV).

2- محدودية عدد المصممين والمتعهدين والمصنعين.

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p.p. 143-145)

الفصل الثالث
تصميم المبادل الحراري الأرضي
في منظومات
المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج

سيركز البحث على تصميم منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP نظراً للمميزات التي تملكها هذه المنظومات مقارنة بمنظومات المضخات الجيوحرارية الأخرى (جزء من هذه المميزات مذكور في الفقرة 2-3-1) إذ تعدّ الأكثر استقراراً بين مختلف أنواع المنظومات الجيوحرارية نظراً لبقاء درجة حرارة جوف الأرض t_g على عمق أكبر من 10 [m] ثابتة مع اختلاف فصول السنة وتتغير ضمن مجال 11 [C°] على عمق أقل من ذلك.

(McQuay air conditioning, 2008, p. 14)

يعتمد تصميم الـ 10 [m] الجيوحرارية بالدرجة الأولى على تصميم المبادل الحراري الأرضي GHX والذي يتعلق بدوره بالتركيب الجيولوجي لجوف الأرض من ناحية نوعية التربة والصخور وخواصها الحرارية ومحتوى الأرض من الرطوبة ووجود وحركة المياه الجوفية.

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997)

الهدف من تصميم المبادل الحراري الأرضي هو تحديد الطول المطلوب لأنابيب المبادل الأرضي حتى يلبي أحمال التدفئة والتبريد للبناء أو تحديد مجموع أطوال الحفر المطلوبة لوضع المبادل الخاص بمنظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج ضمن الأرض.

3-1 العوامل المؤثرة في تصميم المبادل الحراري الأرضي الشاقولي في منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج:

يتعلق تحديد طول الحفر المطلوبة (طول المبادل الأرضي الشاقولي) بالعوامل التالية:

- 1- حمل التبريد والتدفئة التصميميين للبناء والأحمال الجزئية.
- 2- عدد ساعات الحمل الكامل (EFLH) Equivalent Full Load Hours.
- 3- الطاقة المصروفة عند حملي التبريد والتدفئة التصميميين.
- 4- التأثير السنوي (تأثير المدى البعيد) لاختزان الحرارة في جوف الأرض نتيجة عمل المنظومة.
- 5- التأثير الشهري لاختزان الحرارة في جوف الأرض نتيجة عمل المنظومة الجيوحرارية.
- 6- التأثير اليومي لاختزان الحرارة في جوف الأرض نتيجة عمل المنظومة الجيوحرارية.
- 7- الخواص الحرارية للطبقات الجيولوجية .
- 8- درجة حرارة جوف الأرض.
- 9- تواجد وحركة المياه الجوفية.
- 10- الخواص الحرارية لمادة ملء الثقوب وموصلية أنابيب البولي إيثيلين عالي الكثافة HDPE ذات الشكل U.

11- درجة حرارة دخول الماء من وإلى مبادل وحدة المضخة الحرارية.

12- معدل تدفق الماء ضمن الحلقة الأرضية ووجود مادة مانعة للتجمد ضمنه.

13- التأثير الحراري للثقوب المتجاورة. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997)

وسيتم إيضاح العوامل السابقة ومعادلة التصميم في الفقرة القادمة.

3-2 معادلات تحديد طول المبادل الحراري الأرضي الشاقولي في منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج:

وضعت معادلة التصميم من قبل كارسلو وجيغر Carslaw and Jeager م 1947 ثم طورت من قبل إنغرسول و زوبل Ingersoll and Zobel م 1954. و تعتمد على معادلة الانتقال الحراري التالية في الحالة المستقرة:

$$Q = \frac{L(t_g - t_w)}{R} \quad (1-3)$$

إذ إن :

Q: معدل التبادل الحراري المطلوب مع الأرض [kW].

L: الطول المطلوب للثقوب الشاقولية [m].

t_g : درجة حرارة جوف الأرض [C°].

t_w : درجة حرارة الماء الدائر ضمن الحلقة الأرضية [C°].

R: المقاومة الحرارية للأرض [m. C°/kW].

يتم عن طريق المعادلة (1-3) تحديد الطول المطلوب لحفر المبادل الحراري الأرضي المصنوع من أنابيب HDPE ذات الشكل U وبالتالي أطوال الأنابيب نفسها. تتمثل سيئة المعادلة السابقة بأنها غير قادرة على تقدير التأثيرات الناتجة عن تغيير خواص التربة (الطبقات الجيولوجية) عند عمل المنظومة الجيوحرارية لفترة طويلة من الزمن (عشر سنوات مثلاً) إذ إن درجة حرارة جوف الأرض لا تبقى ثابتة نتيجة لطرح (أو استخلاص) كميات الحرارة المطلوبة لعمل المنظومة وبالتالي فإن هذا التغير في درجة الحرارة سوف يؤثر على كمية الحرارة المنتقلة من المبادل الحراري إلى الأرض كما سيغير من المقاومة الحرارية لجوف الأرض. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997) لفهم تأثير عمل المنظومة على تغير درجة حرارة جوف الأرض، يتم تقسيم التأثير الكلي للمنظومة إلى المركبات الثلاث التالية:

تأثير المدى البعيد (التأثير السنوي): هو التغير في درجة حرارة جوف الأرض الناتج عن عدم تساوي كميات الحرارة المنتقلة إلى جوف الأرض خلال فصلي التدفئة والتبريد. مما سيؤدي إلى ارتفاع درجة الحرارة في حالة كون الحرارة المنقولة خلال فصل التبريد أكبر من الحرارة المستخلصة خلال فصل التدفئة والعكس بالعكس. يزداد هذا التأثير مع ازدياد قرب الثقوب من بعضها وينقص مع وجود حركة للمياه الجوفية ضمن حقل الحلقة الأرضية. غالباً ما ترتفع درجة حرارة الأرض على المدى الطويل في التطبيقات التجارية مثلاً، وإن تأثير هذه الزيادة على المنظومة لن يكون كبيراً خلال السنة الأولى ولكنه سيتزايد خلال السنين.

تأثير المدى المتوسط (التأثير الشهري): عندما تعمل المنظومة بأحد الوضعين (تبريد أو تدفئة) تتغير كمية الحرارة المنقولة إلى جوف الأرض بشكل تراكمي مما ينعكس على درجة حرارة جوف الأرض ويؤثر على أداء المنظومة.

تأثير المدى القصير (التأثير اليومي): يحصل نتيجة عدم قدرة جوف الأرض على تبديد الحرارة القادمة من المنظومة بشكل آني في وضع التبريد أو عدم القدرة على استجارتها بسرعة من المنطقة المحيطة بالمبادل في وضع التدفئة مما يسبب تغير ساعي في درجة حرارة جوف الأرض ويؤثر على أداء المنظومة الجيوحرارية. (McQuay air conditioning, 2008, p. 8)

يعزل الطول المطلوب L من المعادلة (1-3) على الطرف اليساري كما يتم استخدام ثلاث قيم مقاومات حرارية للأرض تمثل التأثير السنوي والتأثير الشهري والتأثير اليومي ثم تحسب كل مقاومة منها على اعتبار الحالة الحدية (الأسوأ) لكل تأثير من التأثيرات السابقة، كما يتم إلحاق المعادلة برمز جديد يمثل المقاومة الحرارية للحفرة (جدار الأنبوب والتداخل بين الأنبوب والسائل والتداخل بين الأنبوب ومادة الملء المحيطة به). (Stephen P Kavanaugh 1985) والمعادلة الناتجة تأخذ الشكل التالي في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{Q_a R_{ga} + (Q_{lc} - W_{dc})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (2-3)$$

الطول المطلوب في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{Q_a R_{ga} + (Q_{lh} - W_{dh})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (3-3)$$

إذ إن:

- F_{sc} : معامل الفقد الحراري نتيجة الدارة القصيرة.
- L_c : الطول المطلوب للحفرة (الثقب) في وضع التبريد [m].
- L_h : الطول المطلوب للحفرة (الثقب) في وضع التدفئة [m].
- PLF_m : معامل الحمل الجزئي خلال شهر التصميم.
- Q_a : معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض [kW].
- Q_{lc} : حمل التبريد التصميمي للبناء [kW].
- Q_{lh} : حمل التدفئة التصميمي للبناء [kW].
- R_{ga} : المقاومة الحرارية للأرض (التأثير السنوي) [m.C°/kW].
- R_{gd} : المقاومة الحرارية للأرض (التأثير اليومي) [m.C°/kW].
- R_{gm} : المقاومة الحرارية للأرض (التأثير الشهري) [m.C°/kW].
- R_b : المقاومة الحرارية للحفرة (الأنبوب مع مادة الملء) [m.C°/kW].

t_g : درجة حرارة جوف الأرض $[C^0]$.

t_p : تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر $[C^0]$.

t_{wi} : درجة حرارة الماء عند مدخل المضخة الحرارية $[C^0]$.

t_{wo} : درجة حرارة الماء عند مخرج المضخة الحرارية $[C^0]$.

W_{dc} : الطاقة المصروفة عند الحمل التبريدي التصميمي $[kW]$.

W_{dh} : الطاقة المصروفة عند حمل التدفئة التصميمي $[kW]$.

ملاحظة : تؤخذ القيم Q_a, t_p موجبة للتدفئة وسالبة للتبريد كما تؤخذ القيمة Q_{lh} موجبة والقيمة Q_{lc} سالبة عند التعويض في المعادلتين (2-3) و (3-3).

تأخذ المعادلتين (2-3) و (3-3) بالحسبان حالات التوصيل الحراري غير المستقرة الناتجة عن التأثير السنوي، التأثير الشهري والتأثير اليومي.

يتم اختيار طول الحفرة على أنه الطول الأكبر بين الطولين L_c, L_h المستخرجين من المعادلتين (2-3) و (3-3). فإن كان L_c أكبر من L_h ، فإن زيادة طول المبادل الأرضي ستكون مفيدة في فصل التدفئة، والعكس بالعكس. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 23)

3-3 حساب مكونات معادلتين تحديد طول المبادل الحراري الأرضي الشاقولي:

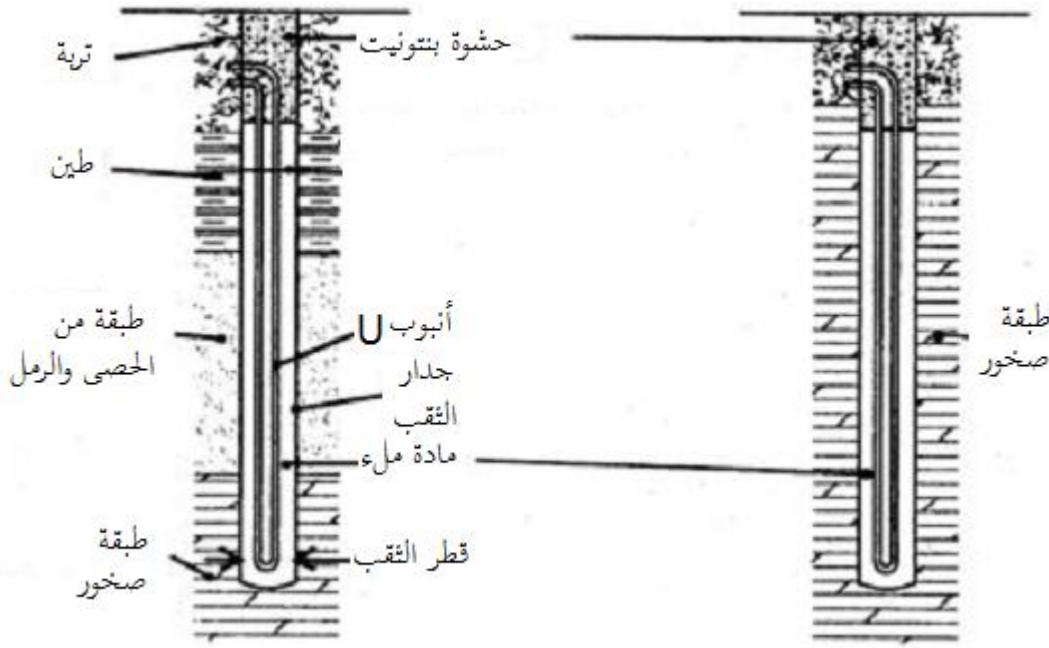
يتم حساب مكونات المعادلتين (2-3) و (3-3) كما يلي:

3-3-1 تحديد المقاومة الحرارية للحفرة R_b :

الطريقة الأولى:

تنسب قيم المقاومات الحرارية الأربعة في معادلتين التصميم (2-3) و (3-3) إلى واحدة الطول من الثقب (الحفرة) وليس إلى واحدة الطول من أنبوب الـ HDPE ذي الشكل U. تتعلق ثلاث من هذه المقاومات بالخواص الحرارية للأرض (R_{gm}, R_{gd}, R_{ga}) وتصف حالة توصيل الحرارة غير المستقر على الرغم من تعويض قيمها كأرقام ثابتة في معادلات التصميم، إذ تأخذ عند حسابها القيمة الأعظم التي يمكن أن تحدث نتيجة التأثير السنوي أو الشهري أو اليومي.

أما المقاومة المتبقية (R_b) فهي محصلة المقاومة الحرارية لجدران أنبوب الـ HDPE ذي الشكل U ومادة الملء المحيطة به، إذ تحسب هذه المقاومة كقيمة ثابتة وتتعلق بسرعة جريان السائل ضمن الأنبوب U ودرجة حرارته ونوعه (ماء مع أو بدون مادة مانعة للتجمد) كما تتعلق بنوع مادة الملء وقطر الثقب. الشكل 1-3 يظهر أنبوب U في نموذجين مختلفين للطبقات الجيولوجية. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 23)



الشكل 3-1، تركيبة نموذجية لأنبوب U في نموذجين مختلفين للطبقات الجيولوجية (McQuay air conditioning, 2008, p. 7)

يحتوي الجدول 3-1 قيم المقاومات الحرارية للحفرة لعدة قياسات من أنابيب HDPE المستخدمة في المجال الجيوحراري. تشكل المقاومة الحرارية لجدران الأنبوب الجزء الأكبر من المقاومة الحرارية للحفرة، وتتعلق هذه المقاومة بنوع الجريان في الأنبوب من ناحية كونه صفائحيًا أو مضطربًا أو انتقاليًا، ولكن لا تتغير قيمتها كثيرًا بين الجريان الانتقالي والمضطرب ويمكن إهمال هذا التغير. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997) يتم تحديد نوع الجريان باستخدام عدد رينولدز اللابيدي Reynolds number (Re) وتتم تحديد قيمته كما يلي:

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (4-3)$$

إذ إن:

V: سرعة الجريان [m/s].

L: الطول المميز ويساوي قطر الأنبوب في حال الجريان في الأنابيب [m].

ν : اللزوجة الحركية [m²/s] kinematic viscosity.

إذ يعدّ الجريان صفائحيًا عندما تكون قيمة عدد رينولدز أصغر من 2000 ومضطربًا عندما تكون القيمة أكبر من 10000 وانتقاليًا بين القيمتين. (ASHRAE, 1997, p. 2.3)

يجب تحديد قيم التدفق ضمن المبادل الأرضي على نحو يضمن جرياناً انتقاليًا أو مضطرباً ضمن الأنابيب الأرضية، مما يزيد الانتقال الحراري مقارنة بالجريان الصفائحي ويكون عدد رينولدز للماء النقي أكبر من 2000 في الأنابيب ذات الأقطار من 20 وحتى 32 [mm] إذا كانت قيمة التدفق أكبر من 0.13 [L/s] وأكبر من 0.19 [L/s] للأنابيب ذات القطر 40 [mm].

الجدول 1-3، المقاومة الحرارية للثقوب الأرضية R_b المحتوية على مادة الملء وأنابيب البولي إيثيلين عالي الكثافة HDPE المتوضعة على شكل U ضمن الحفرة (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 25)

المقاومة الحرارية للحفرة [m.C°/kW]					القطر الاسمي للأنبوب U [mm] [in]
نوع الأنبوب	ماء نقي تدفق أكبر من [L/s] 0.13	ماء مع غلايكول البروبيلين 20% [L/s] 0.19	ماء مع غلايكول البروبيلين 20% [L/s] 0.32	ماء مع غلايكول البروبيلين 20% [L/s] 0.63	
SDR11	52.0	69.3	لا يوصى به	لا يوصى به	20
SDR9	63.5	86.7	لا يوصى به	لا يوصى به	3/4"
SDR11	52.0	80.9	57.8	لا يوصى به	25
SDR9	63.5	92.4	69.3	لا يوصى به	"1
SDR11	52.0	86.7	69.3	52.0	32
SDR9	63.5	98.2	86.7	63.5	11/4"
SDR11	52.0*	92.4	86.7	52.0	40
SDR9	63.5*	104.0	98.2	63.5	11/2"

تعتمد القيم في الجدول 1-3 على اعتبار أن التربة التي استخرجت عند حفر الثقب استخدمت كمادة ملء، ويستخدم الجدول 2-3 لشروط أخرى.

شرح عن أنابيب HDPE في الفصل الرابع و الملحق 1 والمواد المانعة للتجمد في الملحق 2.
* قيمة التدفق يجب أن تكون [L/s] 0.19 على الأقل لتجنب الجريان الصفائحي في هذه الحالات.

تتم إضافة مادة مانعة للتجمد للماء المتدفق في المبادل الأرضي عند التشغيل الشتوي في بعض منظومات المضخات الجيوحرارية، مما قد يؤدي إلى حصول جريان صفائحي نتيجة لانخفاض درجة حرارة السائل وازدياد لزوجته الأمر الذي يستدعي رفع قيم التدفق عند استخدام مادة مانعة للتجمد. يعدّ غلايكول البروبيلين Propylene glycol من أكثر موانع التجمد لزوجة المستخدمة في المجال الجيوحراري، ويظهر في الجدول 1-3 قيم المقاومة الحرارية للحفرة عند استخدام غلايكول البروبيلين بنسبة 20% مع عدة تدفقات شائعة وهي القيم الأكبر الممكن الحصول عليها مقارنة بباقي المواد المانعة للتجمد.

يعطي الجدول 2-3 قيم التصحيح للمقاومات الحرارية المعطاة في الجدول 1-3 عندما يختلف نوع مادة الملء عن نوع التربة المحيطة، إذ تضاف القيمة المذكورة في الجدول 2-3 إلى القيمة المستخرجة من الجدول 1-3 عند نفس قطر الأنبوب. إن القيم السالبة تدل على تحسين الموصلية

الحرارية كما تظهر الملاحظة في أسفل الجدول 2-3 التأثير الكبير لوجود فقاعات هوائية في مادة الملء.

الجدول 2-3، قيم التصحيح للمقاومات الحرارية عند اختلاف نوع مادة الملء عن الأرض المحيطة
تضاف القيمة للقيمة الأصلية في الجدول 1-3 (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 25)

2.9		2.3			1.6		موصلية الأرض المحيطة بالحفرة [W/m.C°]
1.7	0.9	3.5	1.7	0.9	3.5	0.9	موصلية الغراوت أو مادة الملء [W/m.C°]
قياس الحفرة (الثقب) 100 [mm] أو 4"							
28.9	98.2 ¹	-11.6	17.3	80.9 ¹	-28.9	63.5 ¹	قطر الأنبوب الاسمي 20 [mm] أو 3/4"
23.1	75.1 ¹	-11.6	11.6	52.0	-17.3	40.4	25 [mm] أو 1"
قياس الحفرة (الثقب) 125 [mm] أو 5"							
34.7	121.3 ¹	-23.1	23.1	104.0 ¹	-34.7	80.9 ¹	قطر الأنبوب الاسمي 20 [mm] أو 3/4"
28.9	92.4 ¹	-11.6	17.3	80.9 ¹	-23.1	63.5 ¹	25 [mm] أو 1"
23.1	69.3 ¹	-11.6	11.6	52.0	-17.3	34.7	32 [mm] أو 1 1/4"
قياس الحفرة (الثقب) 150 [mm] أو 6"							
40.4	138.6 ¹	-28.9	23.1	121.3 ¹	-40.4	104 ¹	قطر الأنبوب الاسمي 20 [mm] أو 3/4"
34.7	121.3 ¹	-23.1	17.3	98.2 ¹	-34.7	80.9 ¹	25 [mm] أو 1"
28.9	86.7 ¹	-11.6	17.3	69.3 ¹	-23.1	52.0	32 [mm] أو 1 1/4"
23.1	63.5 ¹	-11.6	11.6	52.0	-17.3	40.4	40 [mm] أو 1 1/2"

1: لا يوصى به.

عند وجود فراغات هوائية في مادة الملء يضاف من 115 إلى 230 إلى مقاومة الحفرة.
القيم السالبة تدل على تحسين الموصلية الحرارية.

إن الموصلية الحرارية للغراوت منخفضة جداً، كما أنه يمنع حركة المياه الجوفية حول الأنابيب وبالتالي فهو يسيء إلى عملية التبادل الحراري بين المبادل الأرضي والتربة المحيطة. عندما يخترق الثقب (الحفرة) عدة طبقات جيولوجية أو خزانات جوفية يجب وضع سدادات من الغراوت للفصل بين هذه الطبقات ومنع تسرب المياه من طبقة جوفية إلى أخرى.

يجب في حالات استخدام الغراوت كمادة ملء اتخاذ التدابير التالية:

- استخدام غراوت محسّن حرارياً.
- تقليل قطر الحفرة ما أمكن.

الطريقة الثانية:

أظهرت التجارب التي قام بها ريموند وباول عام 1997 م (Remund and Paul 1997) أن الأنابيب الشاقولية ذات الشكل U تتوضع ضمن الحفرة بأحد ثلاثة أشكال:

- طرفا الأنبوب U يلمسان بعضهما البعض.
- طرفا الأنبوب U يلمسان الجدار الداخلي للحفرة.
- طرفا الأنبوب U متلامسان وبعيدين عن الجدار الخارجي للحفرة.

إن الحالة الثالثة هي الأكثر شيوعاً في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج وتحسب المقاومة الحرارية للحفرة R_b كما يلي:

$$R_{bf} = \frac{1000}{k_{bf} \cdot S_b} \quad (5-3)$$

إذ إن:

R_{bf} : المقاومة الحرارية لمادة ملء الحفرة $[m.C^0/KW]$.

k_{bf} : الموصلية الحرارية لمادة ملء الحفرة $[W/m.C^0]$ وستعطى قيمها لاحقاً خلال هذا الفصل.

S_b تعطى بالعلاقة التالية:

$$S_b = \left(\frac{d_b}{d_p} \right)^{-0.6052} \quad (6-3)$$

إذ إن:

d_b : قطر الحفرة.

d_p : القطر الخارجي لأنبوب HDPE.

ثم تحسب المقاومة الحرارية لأنبوب الـ HDPE ذي الشكل U على اعتبار أنبوبين متوازيين:

$$R_p = \left(\left(\frac{\ln r_0 / r_i}{2\pi k_p} + \frac{1}{2\pi r_i \alpha_i} \right) / 2 \right) \cdot 1000 \quad (7-3)$$

إذ إن:

R_p : المقاومة الحرارية لأنبوب $[m.C^0/KW]$.

r_i, r_0 : نصف القطر الداخلي والخارجي لأنبوب الـ HDPE ذي الشكل U $[m]$.

α_i : معامل انتقال الحرارة بالحمل للوجه الداخلي لأنبوب HDPE $[W/m^2.C^0]$.

k_p : الموصلية الحرارية لمادة الأنبوب $[W/m.C^0]$.

يعدّ حساب المقاومة الحرارية للأنبوب R_p صعباً إذ يتم انتقال الحرارة من السائل إلى الوجه الداخلي للأنبوب نتيجة الحمل الطبيعي والقسري معاً ولذلك يمكن استخدام القيم التجريبية في الجدول 3-3 بدقة مقبولة.

بالتالي فإن المقاومة الحرارية للحفرة تساوي:

$$R_b = R_{bf} + R_p \quad (8-3)$$

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 157)

الجدول 3-3، قيم المقاومة الحرارية R_p لأنابيب HDPE

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 158)

قيمة عدد رينولدز Re	نوع الأنبوب	المقاومة الحرارية $[m.C^0/kW]$
من 1000 حتى 2300	SDR11	57.7
	SDR9	68.1
من 2300 حتى 4000	SDR11	47.9
	SDR9	58.3
أكبر من 4000	SDR11	43.3
	SDR9	53.7

3-3-2 تحديد المقاومات الحرارية للأرض R_{ga} , R_{gd} , R_{gm} :

يعدّ تحديد قيمة المقاومات الحرارية للأرض صعباً، وذلك نتيجة للاختلاف الكبير في نوع الترب وتنوع الأبنية التي يجري تكييفها باستخدام المنظومات الجيوحرارية وتظهر الجداول 3-4، 3-5 و 3-6 الخواص الحرارية لعدة أنواع من الترب ومواد الملء المستخدمة.

يعطي الجدول 3-4 قيم الموصلية والناشرية الحرارية على شكل مجالات لعدة أنواع من الرمل الخشن والطين الدقيق الحبيبات إذ يكون لكل نوع كثافة جافة مختلفة عن النوع الآخر. كما يظهر الجدول تأثير الرطوبة على المواصفات الحرارية للتربة.

تعبر الناشرية الحرارية a عن خاصية هامة في إجراء توصيل الحرارة في الحالة غير المستقرة مثلما تعبر الموصلية k في الأنظمة المستقرة، وهي تنتج عن قسمة الموصلية الحرارية k على الحرارة النوعية الحجمية للتربة $\rho.c$ ، إن سرعة انتشار الحرارة في التربة تتناسب مع الناشرية الحرارية.

تتكون التربة غالباً من مزيج من الرمل والطين، ويمكن باستخدام المنخل معرفة النسبة المئوية الكتلية لكل من المكونين على اعتبار أن حبيبات الطين ذات أقطار أصغر من 0.075 [mm] وأقطار حبيبات الرمل الخشن تقع في المجال 0.075 وحتى 5 [mm]، ثم يتم باستخدام الجدول 3-4 معرفة الموصلية والناشرية الحرارية عن طريق التقريب الجدولي بين القيمتين 100% من الرمل الخشن و 100% من الطين الدقيق الحبيبات.

الجدول 3-4، الموصلية والناشرية الحرارية للترب الرملية والطينية
(McQuay air conditioning, 2008, p. 11)

رطوبة 20%		رطوبة 15%		رطوبة 10%		رطوبة 5%		الكثافة الجافة [kg/m ³]	نوع التربة
a	k	a	k	a	k	a	k		
-	-	0.085 إلى 0.111	2.40 إلى 3.81	0.086 إلى 0.121	2.42 إلى 3.46	0.089 إلى 0.139	2.08 إلى 3.29	1920	رمل خشنة %100
0.078 إلى 0.093	2.42 إلى 2.94	0.083 إلى 0.102	2.25 إلى 2.77	0.089 إلى 0.111	2.08 إلى 2.60	0.072 إلى 0.121	1.38 إلى 2.42	1600	
0.048 إلى 0.084	1.21 إلى 2.08	0.047 إلى 0.093	1.04 إلى 2.08	0.056 إلى 0.102	1.04 إلى 1.90	0.056 إلى 0.121	0.87 إلى 1.90	1280	
-	-	0.043 إلى 0.059	1.38 إلى 1.90	0.049 إلى 0.037	1.04 إلى 1.38	0.045 إلى 0.059	1.04 إلى 1.38	1920	طين دقيقة الحبيبات %100
0.038 إلى 0.051	1.04 إلى 1.38	0.034 إلى 0.045	1.04 إلى 1.21	0.037 إلى 0.045	0.87 إلى 1.04	0.045 إلى 0.054	0.87 إلى 1.04	1600	
0.028 إلى 0.042	0.69 إلى 1.04	0.032 إلى 0.04	0.69 إلى 0.95	0.033 إلى 0.046	0.61 إلى 0.87	0.033 إلى 0.056	0.52 إلى 0.87	1280	

تم الحصول على القيم في الجدول بأخذ معدل القيم لخمس طرق مختلفة.

k الموصلية الحرارية وحدتها [W/m.C⁰] ، a=k/p.c الناشرية الحرارية وحدتها [m²/day].

يبين الجدول 3-5 الخواص الحرارية للصخور شائعة الوجود في القشرة الأرضية. تنخفض الموصلية الحرارية للصخور مع ازدياد مساميتها ويعطي الجدول قيم الموصلية الحرارية بأحد شكلين:

- 100%: يدل على أن القيمة المذكورة هي معدل الموصلية الحرارية لكل العينات المختبرة.
- 80% : يدل على أن القيمة المذكورة هي معدل الموصلية الحرارية لـ 80% من العينات بعد استثناء القيم المتطرفة.

ويجب استخدام قيم الموصلية تحت العمود 80% عند إجراء الحسابات مالم تتوفر بيانات قياس دقيقة من الموقع.

الجدول 3-5، الخواص الحرارية للصخور عند درجة الحرارة 25 [C°]
(McQuay air conditioning, 2008, p. 12)

نوع الصخور	% في القشرة	K-100% [W/m.C°]	K-80% [W/m.C°]	c [Kj/kg.C°]	ρ [kg/m³]	α [m²/day]
الصخور النارية						
غرانيت 10%كوارتز	10.4	1.90 إلى 5.19	2.25إلى3.29	0.88	2643	0.084 إلى 0.121
غرانيت 25%كوارتز			2.60 إلى 3.64			0.093 إلى 0.130
أمفيبوليت	42.8	1.90 إلى 4.67	2.60 إلى 3.81	0.50	2803 إلى 3124	0.102 إلى 0.158
أنديسيت		1.38 إلى 4.85	1.56 إلى 2.42		2563	
بازلت		2.08 إلى 2.42		0.71 إلى 0.9	2883	0.065 إلى 0.084
جابر (سهول)		1.56 إلى 2.77		0.75	2963	0.060 إلى 0.107
جابر و; جبال صخرية	2.08 إلى 3.64		0.079 إلى 0.139			
ديوريتس	11.2	2.08 إلى 3.29	2.08 إلى 2.94	0.92	2883	0.065 إلى 0.093
غرانديوريتس		2.08 إلى 3.46		0.88		0.074 إلى 0.121
الصخور الرسوبية						
الحجر الطيني		1.90 إلى 2.94				
دولوميت		1.56 إلى 6.23	2.77 إلى 6.23	0.88	2723 إلى 2803	0.102 إلى 0.214
الحجر الكلسي		1.38 إلى 6.23	2.42 إلى 3.81	0.92	2403 إلى 2803	0.093 إلى 0.130
الملح الصخري		6.40		0.84	2082 إلى 1622	
الحجر الرملي	1.7	2.08 إلى 3.46		1.00	2563 إلى 2723	0.065 إلى 0.111
حجر الطمي		1.38 إلى 2.42				

نوع الصخور	% في القشرة	K-100% [W/m.C°]	K-80% [W/m.C°]	c [Kj/kg.C°]	p [kg/m³]	α [m²/day]
طفل رطب 25% كوارتز	4.2	3.98 إلى 1.04	1.73 إلى 3.12	0.88	2082 إلى 2643	0.084 إلى 0.111
طفل رطب دون كوارتز			1.04 إلى 1.56			0.046 إلى 0.056
طفل جاف 25% كوارتز			1.38 إلى 2.42			0.065 إلى 0.093
طفل جاف دون كوارتز			0.87 إلى 1.38			0.042 إلى 0.051
الصخور المتحولة						
جنايس	21.4	5.71 إلى 1.73	3.46 إلى 2.25	0.92	2563 إلى 2803	0.084 إلى 0.111
رخام	0.9	5.54 إلى 2.08	3.29 إلى 2.08	0.92	2723	0.074 إلى 0.111
كوارتز		6.92 إلى 5.19		0.84	2563	0.204 إلى 0.279
شست; بركاني صفائحي	5.1	4.5 إلى 2.08	3.81 إلى 2.42		2723 إلى 3204	
صخر صفائحي		2.60 إلى 1.56		0.92	2723 إلى 2803	0.056 إلى 0.084

الجدول 3-6، قيم الموصلية الحرارية للغراوت وبعض مواد الملء
(McQuay air conditioning, 2008, p. 8)

غراوت مع إضافات	k [W/m.C°]	غراوت محسن حرارياً	k [W/m.C°]
20% بنتونيت	0.73	20% بنتونيت - 40% كوارتز	1.47
30% بنتونيت	0.74	30% بنتونيت - 30% كوارتز	1.21 إلى 1.30
ملاط إسمنتي	0.69 إلى 0.78	30% بنتونيت - 30% حديد خام	0.78
بيتون 2080 - 2400 [kg/m³]	1.04 إلى 1.38	60% كوارتز - مادة ملئ قابلة	1.85
بيتون (50% رمل كوارتز)	1.90 إلى 2.94	للصب (اسمنت + رماد + رمل)	

الجدول 3-6 يعطي قيم الموصلية الحرارية لأنواع من الغراوت ومواد الملء المستخدمة في الحفر الشاقولية للمنظومات الجيوحرارية ويستفاد من هذا الجدول عند استخدام الجدول 3-2 أو في حساب k_{bf} . وتعتبر قيم الموصلية الحرارية لمادة الملء مهمة جداً بسبب كونها المادة التي توصل الحرارة بين أنابيب المبادل الشاقولي والتربة المحيطة. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 24)

إن اختيار مادة ملء الثقب تابع لاعتبارات اقتصادية وتقنية وبيئية، ويظهر الجدول 3-7 طريقة اختيار مادة الملء المناسبة حسب الطبقات الجيولوجية الموجودة في الموقع.

الجدول 3-7، اختيار مادة الملء المناسبة حسب الطبقات الجيولوجية السائدة

(ASHRAE, 2007, p. 32.14)

ملئ مزدوج بالغراوت مع		التربة الأساسية	اسمنت سائل معالج (غراوت)			النموذج الجيولوجي
مادة ملء بموصلية أكبر من 2.4 [W/m.C°]	التربة الأساسية		k>2.1 [W/m.C°]	1.4<k≤2.1 [W/m.C°]	0.6<k≤1.4 [W/m.C°]	
طين أو صخور ذات نفاذية منخفضة						
نعم	نعم	----	نعم	نعم	----	دون خزان جوفي
نعم	----	----	نعم	نعم	----	خزان واحد
نعم	نعم	نعم	نعم	نعم	نعم	عدة خزانات
صخور ذات نفاذية عالية						
نعم	نعم	نعم	نعم	نعم	----	دون خزان جوفي
نعم	نعم	نعم	نعم	نعم	----	خزان واحد
----	----	نعم	نعم	نعم	----	عدة خزانات
منطقة أحجار جيرية ومجاري جوفية مع نفاذية قليلة						
----	----	نعم	نعم	نعم	----	
منطقة شقوق مع نفاذية قليلة						
نعم	نعم	نعم	نعم	نعم	----	

نعم : تعني طريقة ردم موصى بها.

(ملئ مزدوج) تعني ملئ أعلى الحفرة و الفواصل بين الخزانات الجوفية بالغراوت وملئ باقي الحفرة بمادة جيدة الموصلية الحرارية.

(التربة الأساسية) تعني التربة نفسها المستخرجة عند الحفر.

لتحديد قيم المقاومات الحرارية للأرض يجب تحديد زمن التشغيل وقطر أنابيب HDPE والانتشارية (الناشرية) الحرارية للأرض ثم يتم حساب عدد فورييه اللابعدي Fo وفق المعادلة التالية:

$$Fo = \frac{4a_g \tau}{d_{Eqv}^2} \quad (9-3)$$

إذ إن:

a_g : الانتشارية الحرارية للأرض [m²/day].

τ : زمن التشغيل [day].

d_{Eqv} : القطر المكافئ لمبادل الـ HDPE ذي الشكل U [m] وتتؤخذ قيمته من الجدول 3-8.

الجدول 3-8، القطر المكافئ لمبادل الـ HDPE الشاقولي ذي الشكل U
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 25)

القطر الاسمي لأنبوب HDPE [in],[mm]	3/4",20	1",25	1 1/4",32	1 1/2",40
القطر المكافئ للمبادل [m]	0.046	0.055	0.067	0.076

- لتقدير قيمة تأثيرات المدى البعيد والمتوسط والقصير يتم اعتبار ثلاثة أزمنة:
- عشر سنوات (3650 يوماً) للدلالة على التأثير بعيد المدى (يفترض الاستقرار في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية بعد مرور فترة 10 سنوات).
 - شهر (30 يوماً) للدلالة على التأثير متوسط المدى.
 - 6 ساعات (0.25 يوماً) للدلالة على التأثير القصير المدى.

ويمكن كتابة الأزمنة وفقاً للترتيب التالي:

$$\tau_1 = 3650 \text{ [day]}$$

$$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680 \text{ [day]}$$

$$\tau_f = 3650 + 30 + 0.25 = 3680.25 \text{ [day]}$$

تحتسب قيم عدد فورييه التالية :

$$Fo_f = \frac{4a_g \tau_f}{d_{Eqv}^2} \quad (10-3)$$

$$Fo_1 = \frac{4a_g (\tau_f - \tau_1)}{d_{Eqv}^2} \quad (11-3)$$

$$Fo_2 = \frac{4a_g (\tau_f - \tau_2)}{d_{Eqv}^2} \quad (12-3)$$

تحدد قيمة المعامل G من الشكل 2-3 والمقابلة لكل قيمة من قيم عدد فورييه المحسوبة ، ثم تحسب قسم المقاومات الحرارية للأرض من المعادلات الثلاث التالية:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{k_g} . 1000 \quad (13-3)$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{k_g} . 1000 \quad (14-3)$$

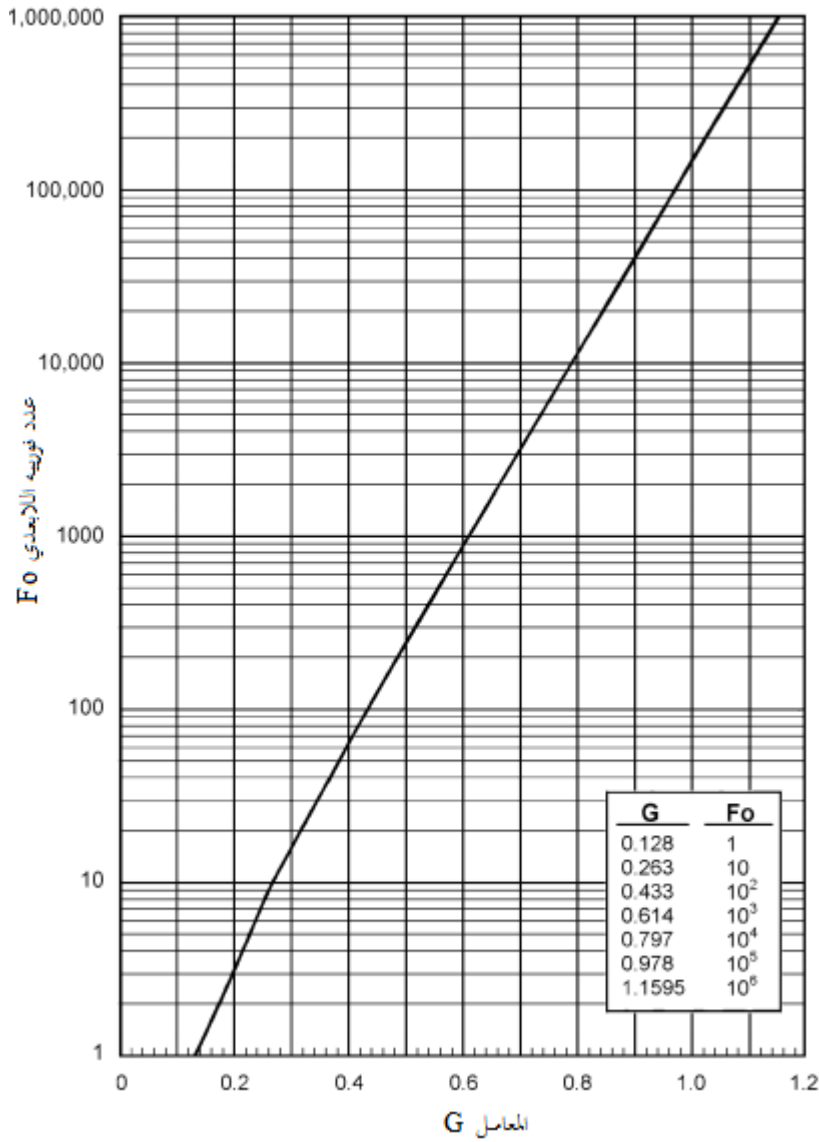
$$R_{gd} = \frac{G_2}{k_g} . 1000 \quad (15-3)$$

إذ إن:

k_g بوحدة $[W/m.C^0]$.

R_{ga}, R_{gd}, R_{gm} بوحدة $[m.C^0/kW]$.

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 28)



الشكل 2-3، العلاقة بين عدد فورييه والمعامل G لحساب المقاومة الحرارية للأرض (ASHRAE, 2007, p. 32.15)

3-3-2-1 اختبارات تحديد الخواص الحرارية للتربة في موقع المنظومة الجيوحرارية:

يمكن الحصول على الخواص الحرارية للتربة (k_g , a_g) بأخذ عينات من الطبقات الجيولوجية في موقع تركيب المبادل الشاقولي وتحليلها مخبرياً لمعرفة تركيبها، ثم مقارنة هذا التركيب مع الأنواع المذكورة في الجدول 3-4 والجدول 3-5 للحصول على النتائج.

يبين الشكل 3-3 نموذجاً لجهاز قياس يركب في الموقع الجيوحراري، يسمح بالحصول على قيم التوصيلية والناشرية ودرجة حرارة الأرض بشكل مباشر. يتكون الجهاز من مضخة تقوم بتدوير الماء ضمن مبادل شاقولي على شكل U مصنوع من أنابيب HDPE، ويسخن الماء عن طريق سخانات كهربائية.

يكون طول المبادل من 10 إلى 15 [m] لكل 1 [KW] من الاستطاعة الكهربائية المصروفة للتسخين في السخانات الكهربائية كما يكون تدفق الماء بحدود 0.09 [L/s] لكل 1 [KW].

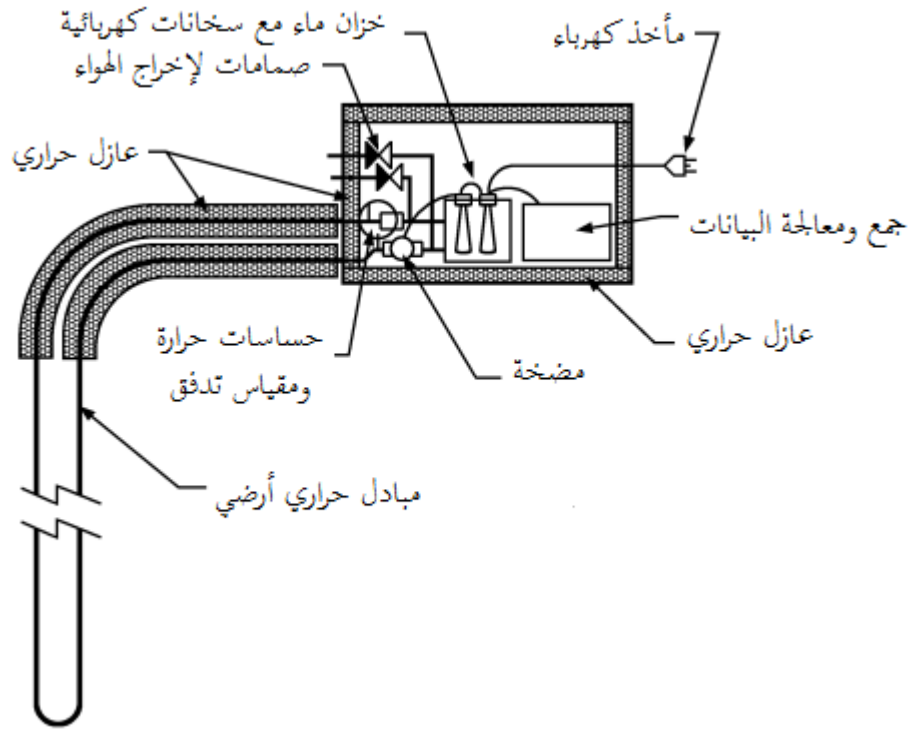
يقوم الجهاز عن طريق حساسات بقياس درجة حرارة الماء الذاهب والراجع وتقوم وحدة معالجة وجمع البيانات بتحديد الخواص الحرارية للتربة عن طريق الربط المنطقي بين قيم قراءات درجات الحرارة مع كميات الحرارة المتبددة في الأرض. تتوضع وحدة جمع ومعالجة البيانات مع المضخة والحساسات ضمن غرفة معزولة حرارياً كما تعزل الأنابيب المعرضة للجو الخارجي.

يجب مراعاة ما يلي عند إجراء الاختبارات في الموقع:

- الاختبارات تجرى على مدى 36-48 [Hour].
- الانحراف المسموح للطاقة الكهربائية يجب أن يكون أقل من $\pm 1.5\%$.
- دقة جهاز تسجيل درجات الحرارة يجب أن يكون $\pm 0.3 [C^0]$.
- فترة الانتظار للتربة منخفضة التوصيل $k < 1.7 [W/m.C^0]$ خمسة أيام وذلك بعد تركيب الحلقة الأرضية وملئ الاسمنت السائل. أما التربة ذات الموصلية الأعلى فيتم انتظار ثلاث أيام فقط.
- القياس الأولي لدرجة الحرارة الأرض t_g يجب أن يتم مباشرة بعد فترة الانتظار وذلك عن طريق وضع مسبار ضمن المبادل الحراري الأرضي المملوء بالماء في ثلاث أماكن ويؤخذ المعدل. أو بأخذ قياس درجة حرارة السائل بعد تدويره مباشرة.
- جمع البيانات يجب أن يكون على الأقل مرة كل عشر دقائق.
- كل الأنابيب فوق الأرض يجب أن تكون معزولة بسماكة 13 [mm] على الأقل من عازل غير مسامي أو ما يكافئه. تجهيزات القياس ضمن حجرة مغلقة معزولة بمادة الألياف الزجاجية بسماكة 25 [mm] على لأقل أو ما يكافئها.
- إذا تطلب الأمر إعادة القياسات، فيجب أن تترك الحفرة حتى تعود درجة الحرارة ضمنها إلى حدود $0.3 [K]$ من القيمة الأولية. وهذا ما يتطلب من 10-12 يوماً في التربة مرتفعة ومتوسطة الموصلية الحرارية و 14 يوماً في التربة منخفضة الموصلية وذلك في حال جرت القياسات في المرحلة الأولى لمدة 48 [h]، وستكون فترة الانتظار أقل إذا كانت فترة الاختبارات الأولى أقصر. (ASHRAE, 2007, p. 32.13)

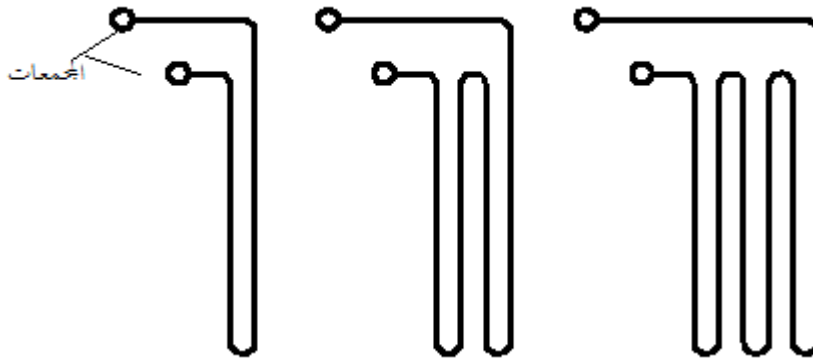
3-3-3 تحديد معامل الفقد الحراري نتيجة الدارة القصيرة F_{sc} :

يحصل تخفيض في الأداء نتيجة لفواقد الدارة القصيرة بين التدفق الصاعد والهابط في الأنبوب U للمبادل الأرضي الشاقولي المغلق المصنوع من HDPE في المنظومات الجيوحرارية. وبشكل تقريبي يكون الانخفاض حوالي 4% عندما يكون تدفق الماء 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية (كما يظهر الجدول 3-9) ويعبر عن التخفيض في المعادلتين (3-2) و (3-3) بضرب قيمة المقاومة R_{gd} بـ 1.04.



الشكل 3-3، جهاز قياس الخواص الحرارية للتربة
(ASHRAE, 2007, p. 32.13)

وعلى اعتبار أن الحلقة الأرضية تتألف من عدة مبادلات شاقولية موصولة على التوازي، فإن فواقد الدارة القصيرة ستزداد مع زيادة طول المبادل الشاقولي وذلك بسبب زيادة الفرق في درجات الحرارة بين التدفق الصاعد والهابط في الأنبوب U ولكن في الوقت نفسه فإن زيادة الطول مفيدة إذ ترتفع قيم التدفق ضمن المبادل ويصبح الجريان مضطرباً مما يحسن جودة الانتقال الحراري من السائل إلى الأنبوب مقارنة بقيم التدفق الصغيرة والتي تحدث عند تقصير طول المبادل وقد تؤدي إلى جريان صفائحي يقلل من جودة الانتقال الحراري.



الشكل 3-4، تقسيم المبادل الشاقولي إلى مبادلين أو ثلاثة مبادلات موصولة على التسلسل
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 30)

يمكن تقليل قيمة معامل الفقد الحراري نتيجة للدائرة القصيرة بوصل عدة مبادلات شاقولية على التسلسل وتوصل المجموعة على التفرع ضمن الحلقة الأرضية مع باقي المبادلات الشاقولية كما يظهر الشكل 3-4، ويمكن التعبير عن ذلك بأن عدد الحفر سيزداد لكل مبادل شاقولي موصول على التفرع كما ستزداد قيم التدفق ضمنه.

الجدول 3-9، قيمة معامل الفقد الحراري نتيجة الدائرة القصيرة F_{sc}

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 30)

F_{sc}		عدد الأجزاء المتسلسلة لكل مبادل شاقولي
عند تدفق 0.19 [L/s] لكل طن تبريد	عند تدفق 0.13 [L/s] لكل طن تبريد	
1.04	1.05	1
1.02	1.03	2
1.01	1.02	3

3-3-4 تحديد معامل الحمل الجزئي خلال شهر التصميم PLF_m :

يتم حسابه بمعرفة تغير حمل البناء خلال ساعات اليوم باستخدام المعادلة التالية:

$$PLF_m = \frac{\sum Q_p \times h}{Q_{lc} \times 24} \times \frac{D_{opm}}{D_{pm}} \quad (16-3)$$

$$PLF_m = \frac{\sum Q_p \times h}{Q_{lh} \times 24} \times \frac{D_{opm}}{D_{pm}} \quad (17-3)$$

إذ إن:

Q_p : الحمل الجزئي للبناء في وضع التبريد السائد خلال فترة (h) من يوم التصميم أو

حمل التدفئة للبناء خلال نفس العدد من الساعات [KW].

h: الفترة الزمنية التي يسود خلالها الحمل [Hour].

Q_{lc} : حمل التبريد التصميمي للبناء في يوم التصميم [KW].

Q_{lh} : حمل التدفئة التصميمي للبناء في يوم التصميم [KW].

D_{opm} : أيام عمل منظومة التكييف خلال الشهر في وضعي التدفئة أو التبريد [day].

D_{pm} : عدد أيام الشهر [day].

يمكن حساب الحمل الجزئي لكل ساعة من النهار على حدة، ولكن يتم أخذ معدل الحمل الجزئي لفترة أربع ساعات وتعتبر النتائج ذات دقة مقبولة عند تعويض قيم الحمل في المعادلة (3-16).

3-3-5 تحديد معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Q_a :

الطريقة الأولى:

يتم تحديد معدل انتقال الحرارة الوسطي السنوي من المعادلة التالية:

$$Q_a = \frac{\sum Q_{lc} \times \frac{EER+1}{EER} \times EFLH_c + \sum Q_{lh} \times \frac{COP-1}{COP} \times EFLH_h}{h_{py}} \quad (18-3)$$

إذ إن:

Q_a : معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض [KW].

Q_{lh}, Q_{lc} : حمل التبريد والتدفئة التصميميين لكل فراغ أو غرفة من البناء [KW].

$EFLH_c$: Equivalent Full Load Hours for cooling عدد ساعات

الحمل الكامل في وضع التبريد [Hour]. وتساوي إلى عدد الساعات المكافئة

لعمل المنظومة بحملها التصميمي الأعظمي في وضع التبريد.

$EFLH_h$: Equivalent Full Load Hours for heating عدد ساعات

الحمل الكامل في وضع التدفئة [Hour]. وتساوي إلى عدد الساعات المكافئة

لعمل المنظومة بحملها التصميمي الأعظمي في وضع التدفئة.

h_{py} : عدد ساعات السنة [Hour].

EER : معدل فعالية الطاقة.

COP : معامل الأداء.

تؤخذ القيمة Q_{lh} موجبة والقيمة Q_{lc} سالبة عند التعويض في المعادلة (18-3).

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 31)

تحسب عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التبريد باستخدام المعادلة التالية:

$$EFLH_c = A_1 + A_2 \times CDD_{18} \quad (19-3)$$

إذ إن:

A_1, A_2 : ثوابت تعتمد على نوع البناء وحمل التبريد التصميمي للبناء.

CDD_{18} : Cooling Degree Day مستوى التبريد لليوم ويحسب للأيام التي تكون

فيها درجة الحرارة الوسطية أكبر من 18 [C°] كناتج طرح 18 من درجة الحرارة

الوسطية لليوم ثم تجمع النواتج لكامل أيام فصل الصيف.

(McQuay air conditioning, 2008, p. 41)

يبين الجدول 3-10 تطبيقاً للمعادلة (19-3) ويعطي مجال عدد ساعات الحمل الكامل في وضع

التبريد وقيم الثوابت A_1, A_2 لأنواع الأبنية المختلفة والعوامل CDD_{18} في عدة مدن من القطر العربي

السوري.

الجدول 3-10، عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التبريد في عدة مدن من القطر العربي السوري (McQuay air conditioning, 2008, p. 41) (ASHRAE, 2009, Vol. 14)

المكاتب			المدارس			CDD18	المدينة
EFLHc	A ₂	A ₁	EFLHc	A ₂	A ₁		
1084	0.81	225	690	0.5	160	1060	دمشق
1433	0.72	670	797	0.45	320		
1297	0.81	225	822	0.5	160	1323	حلب
1623	0.72	670	915	0.45	320		
1053	0.81	225	671	0.5	160	1022	درعا
1406	0.72	670	780	0.45	320		
1297	0.81	225	822	0.5	160	1324	حماة
1623	0.72	670	916	0.45	320		
1156	0.81	225	735	0.5	160	1149	اللاذقية
1497	0.72	670	837	0.45	320		
المشافي			الأبنية السكنية			CDD18	المدينة
EFLHc	A ₂	A ₁	EFLHc	A ₂	A ₁		
2121	1.35	690	1314	0.9	360	1060	دمشق
2862	1.03	1770	1880	0.83	1000		
2476	1.35	690	1551	0.9	360	1323	حلب
3133	1.03	1770	2098	0.83	1000		
2070	1.35	690	1280	0.9	360	1022	درعا
2823	1.03	1770	1848	0.83	1000		
2477	1.35	690	1552	0.9	360	1324	حماة
3134	1.03	1770	2099	0.83	1000		
2241	1.35	690	1394	0.9	360	1149	اللاذقية
2953	1.03	1770	1954	0.83	1000		

تحتسب عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة باستخدام المعادلة التالية:

$$EFLH_h = A_3 \times HDD_{18} \quad (20-3)$$

إذ إن:

A₃: ثابت يعتمد على نوع البناء وحمل التدفئة التصميمي للبناء.

HDD₁₈: Heating Degree Day مستوى التدفئة لليوم ويحسب للأيام التي تكون

فيها درجة الحرارة الوسطية أصغر من 18 [C°] كنتاج طرح درجة الحرارة

الوسطية لليوم من 18 ثم تجمع النواتج لكامل أيام فصل الشتاء.

(McQuay air conditioning, 2008, p. 41)

يبين الجدول 3-11 تطبيقاً للمعادلة (3-20) ويعطي مجال عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة وقيم الثابت A_3 لأنواع الأبنية المختلفة والعوامل HDD_{18} في عدة مدن من القطر العربي السوري.

الجدول 3-11، عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة في عدة مدن من القطر العربي السوري (McQuay air conditioning, 2008, p. 41) (ASHRAE, 2009, Vol. 14)

المدينة	HDD_{18}	المدارس		المكاتب		الأبنية السكنية		المشافي	
		$EFLH_h$	A_3	$EFLH_h$	A_3	$EFLH_h$	A_3	$EFLH_h$	A_3
دمشق	1527	168	0.11	412	0.27	351	0.23	168	0.11
		244	0.16	550	0.36	473	0.31	336	0.22
حلب	1533	169	0.11	414	0.27	353	0.23	169	0.11
		245	0.16	552	0.36	475	0.31	337	0.22
درعا	1175	129	0.11	317	0.27	270	0.23	129	0.11
		188	0.16	423	0.36	364	0.31	259	0.22
حمّاة	1349	148	0.11	364	0.27	310	0.23	148	0.11
		216	0.16	486	0.36	418	0.31	297	0.22
اللاذقية	744	82	0.11	201	0.27	171	0.23	82	0.11
		119	0.16	268	0.36	231	0.31	164	0.22

الطريقة الثانية:

يمكن تحديد معدل انتقال الحرارة الوسطي السنوي من المعادلة التالية:

$$Q_a = \frac{C_{fc} \times Q_{lc} \times EFLH_c + C_{fh} \times Q_{lh} \times EFLH_h}{h_{py}} \quad (21-3)$$

إذ إن :

C_{fc} ، C_{fh} : معاملات تصحيح تؤخذ قيمتها من الجدول 3-12 وترتبط قيمة C_{fh}

بقائمة معامل الأداء COP كما ترتبط قيمة C_{fc} بقيمة معدل فعالية الطاقة EER.

في حال استخدام عدة وحدات مضخات حرارية مع المنظومة الجيوحرارية فإن قيم COP, EER في الجدول 3-12 تدل على المعدل الوسطي لقيم معاملات الأداء وفعالية الطاقة لهذه الوحدات.

الجدول 3-12، قيم معاملات التصحيح C_{fc} ، C_{fh} في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية

ذات الأداء المزدوج (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 44)

C_{fh}	COP	C_{fc}	EER
0.75	3	1.31	3.2
0.77	3.5	1.26	3.8
0.80	4	1.23	4.4
0.82	4.5	1.2	5

6-3-3 تحديد الطاقة المصروفة عند حمل التبريد وحمل التدفئة التصميميان

$$:W_{dh}, W_{dc}$$

الطريقة الأولى:

يحسبان من المعادلتين التاليتين:

$$W_{dc} = \sum PLF_d \times W_{HPc} \quad (22-3)$$

$$W_{dh} = \sum PLF_d \times W_{HPH} \quad (23-3)$$

إذ إن:

W_{dh}, W_{dc} : الطاقة المصروفة عند حمل التبريد وحمل التدفئة التصميميان [KW].

PLF_d : Capacity – design load factor نسبة الحمل التصميمي إلى

إلى استطاعة وحدة المضخة الحرارية (تبريد أو تدفئة) ويحسب لكل غرفة أو

فراغ من من فراغات البناء على اعتبار أن كل فراغ يكيّف عن طريق وحدة

مضخة حرارية مستقلة.

W_{HPc} : الاستطاعة الكهربائية المصروفة في وحدة المضخة الحرارية لكل فراغ من

البناء في وضع التبريد وتشمل الاستطاعة المصروفة لتشغيل الضاغط

والمراوح [KW].

W_{HPH} : الاستطاعة الكهربائية المصروفة في وحدة المضخة الحرارية لكل فراغ من

البناء في وضع التدفئة وتشمل الاستطاعة المصروفة لتشغيل الضاغط

والمراوح [KW].

وفي حال استخدام وحدة مضخة حرارية واحدة لكامل البناء المكيف تصبح المعادلتان:

$$W_{dc} = PLF_d \times W_{HPc} \quad (24-3)$$

$$W_{dh} = PLF_d \times W_{HPH} \quad (25-3)$$

الطريقة الثانية:

يستبدل الحدان $(Q_{lc} - W_{dc})$ و $(Q_{lh} - W_{dh})$ بالحدين $(C_{fh} \times Q_{lh})$ و $(C_{fc} \times Q_{lc})$ لتصبح المعادلتان

(2-3) و (3-3) على الشكل التالي:

حالة التبريد:

$$L_c = \frac{Q_a R_{ga} + (C_{fc} \times Q_{lc}) (R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (26-3)$$

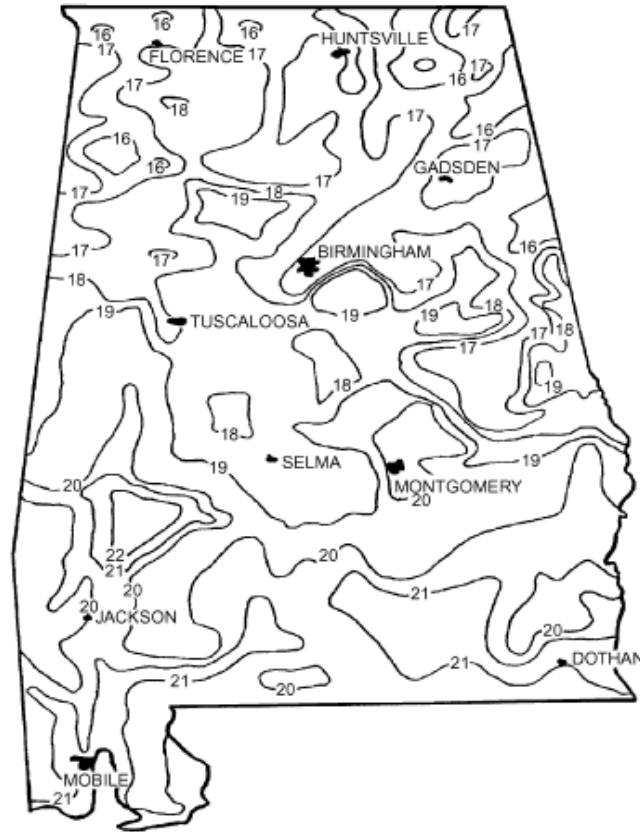
في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{Q_a R_{ga} + (C_{fh} \times Q_{lh}) (R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (27-3)$$

كذلك تؤخذ القيم Q_a , t_p موجبة للتدفئة وسالبة للتبريد كما تؤخذ القيمة Q_{lh} موجبة والقيمة Q_{lc} سالبة عند التعويض في المعادلتين (3-26) و (3-27). (Cavanaugh, & Rafferty, 1997)

3-3-7 تحديد درجة حرارة الأرض t_g :

يمكن تحديد درجة حرارة الأرض t_g عن طريق الاختبارات المباشرة في موقع المنظومة الجيوحرارية بطريقة مماثلة للطريقة المشروحة في الفقرة (3-3-2-1)، كما يمكن الاعتماد على الخرائط المعدة من قبل الهيئات الجيولوجية. يظهر الشكل 3-5 خطوط ثبات درجة حرارة الأرض في أحد الولايات الأمريكية والشكل 3-6 يظهر خطوط ثبات درجة حرارة المياه الجوفية في الولايات المتحدة الأمريكية إذ يمكن أخذ قيمة درجة الحرارة في موقع معين بدقة تكافئ $2.2 [C^0]$ بالاستعانة بهذه الخرائط. يعطي الجدول 3-13 قيم درجة حرارة الأرض في عدة مدن من العالم.

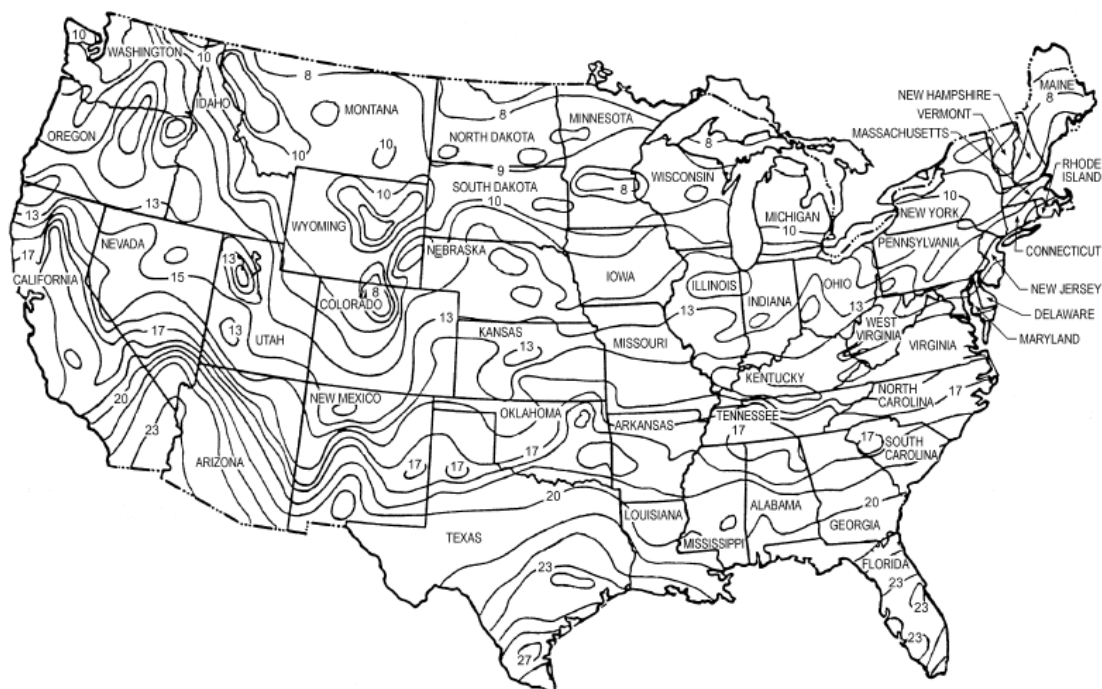


الشكل 3-5، درجات حرارة الأرض $[C^0]$ في ولاية ألاباما الأمريكية على عمق 45 [m] (ASHRAE, 2007, p. 32.16)

3-3-8 تحديد درجة حرارة الماء عند مدخل ومخرج وحدة المضخة الحرارية

t_{wi} , t_{wo}

يعدّ اختيار درجة حرارة دخول الماء إلى وحدة المضخة الحرارية t_{wi} قراراً حرجاً في عملية التصميم، فكلما انخفض الفرق بين درجة الحرارة t_{wi} ودرجة حرارة الأرض t_g ترتفع فعالية المنظومة مما يخفض الكلفة الاستثمارية، ولكن سيزداد طول المبادل الأرضي الشاقولي رافعاً الكلفة التأسيسية للمنظومة.



الشكل 3-6، درجات حرارة المياه الجوفية التقريبية [C°] في الولايات المتحدة الأمريكية
(ASHRAE, 2007, p. 32.16)

الجدول 3-13، درجات حرارة الأرض في عدة مدن وبلدان من العالم على عمق أكبر من 10 [m]
(McQuay air conditioning, 2008, p. 36)

الدولة	المدينة	C°	الدولة	المدينة	C°
سوريا	دمشق	22	اسبانيا	مدريد	16
مصر	القاهرة	23	ألمانيا	برلين	11
السعودية	الرياض	28	فرنسا	باريس	12
الامارات العربية	دبي	27	فلندا	هلسنكي	8
قطر	الدوحة	28	بريطانيا	لندن	12
الكويت	الكويت	27	ايطاليا	روما	16
البحرين	المنامة	27	استراليا	سدني	19
تونس	تونس	21	الولايات المتحدة	لوس أنجلوس	18
تركيا	أنقرة	11	الولايات المتحدة	ميامي	26
اليابان	طوكيو	18	الولايات المتحدة	أتلانتا	17
الصين	بكين	12	الولايات المتحدة	دالاس	20
الصين	هونغ كونغ	25	الأرجنتين	بيونيس أيريس	18
ماليزيا	كوالالامبور	28	البرازيل	برازيليا	27

أظهرت الدراسات والتجارب أن الحصول على الحالة المثلى في الموازنة بين الكلفة الاستثمارية والتأسيسية يتم بأخذ t_{wi} أكبر من درجة حرارة الأرض بحوالي 10-15 [C°] في وضع التبريد وأصغر بحوالي 5-10 [C°] في وضع التدفئة. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 32)

تحتسب درجة حرارة خروج الماء من وحدة المضخة الحرارية t_{wo} من المعادلتين التاليتين وذلك على اعتبار وجود مادة مانعة للتجمد مع الماء:

في وضع التبريد:

$$t_{wo} = t_{wi} - \frac{Q_{lc} \times C_{fc}}{m \cdot \rho \cdot c} \quad (28-3)$$

في وضع التدفئة:

$$t_{wo} = t_{wi} - \frac{Q_{lh} \times C_{fh}}{m \cdot \rho \cdot c} \quad (29-3)$$

إذ إن:

t_{wo} , t_{wi} : درجة حرارة دخول وخروج الماء.

Q_{lh} , Q_{lc} : حمل التبريد والتدفئة التصميميين لكامل البناء [W].

m : معدل تدفق السائل (ماء مع مادة مانعة للتجمد) [L/s].

ρ : كثافة السائل [kg/m³].

c : الحرارة النوعية للسائل [kJ/kg.C°].

تؤخذ القيمة Q_{lh} موجبة والقيمة Q_{lc} سالبة عند التعويض في المعادلتين (28-3) و (29-3) كما تصبح المعادلتين عند استخدام الماء النقي في الحلقة الأرضية كما يلي:

في وضع التبريد:

$$t_{wo} = t_{wi} - \frac{Q_{lc} \times C_{fc}}{4180 \cdot m} \quad (30-3)$$

في وضع التدفئة:

$$t_{wo} = t_{wi} - \frac{Q_{lh} \times C_{fh}}{4180 \cdot m} \quad (31-3)$$

(ASHRAE, 2000, Vol. 12)

يمكن استخدام الجدول 3-14 للحصول على قيم درجة الحرارة t_{wo} بدقة مقبولة.

الجدول 3-14، قيم فروقات درجة الحرارة التي تحصل ضمن وحدة المضخة الحرارية في المنظومات

الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 32)

التدفق [L/s] لكل طن تبريد	الزيادة في وضع التبريد [C°]	النقصان في وضع التدفئة [C°]
0.19	6	3
0.16	7	4
0.13	8	5

3-3-9 تحديد تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر t_p :

ينتج هذا التغير عن التداخل الحراري بين الحفر المتجاورة، فمع إنقاص المسافة بين الحفر تزداد درجة الحرارة t_p مما يؤدي إلى زيادة عمق الحفر وبالتالي طول المبادلات الشاقولية ذات الشكل U، أما زيادة المسافة فتؤدي إلى نقصان طول الحفر. يجب على المصمم اختيار التباعد بين الحفر بشكل يتناسب مع المساحة المتاحة في موقع تركيب المنظومة الجيوحرارية دون زيادة مفرطة في أطوال المبادلات.

يؤثر وجود المياه الجوفية وحركتها بشكل كبير على درجة الحرارة t_p وغالباً ما يكون هذا التأثير إيجابياً إذ تنخفض t_p مع زيادة حركة المياه الجوفية في حقل المبادلات الأرضية. إن تأثير المياه الجوفية لم يدرس بعد بشكل واف وبالتالي يهمل وجودها وحركتها عند حساب t_p مما يرفع من طول المبادلات الشاقولية الأرضية ويزيد معامل الأمان في التصميم.

يتعلق حساب t_p بمعدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Q_a وتتعدم بانعدامه ويعطي الجدول 3-15 قيم t_p بعد إهمال حركة المياه الجوفية، كما يظهر الجدول 3-16 عوامل التصحيح للجدول 3-15 إذا تغير ترتيب الحفر عن 10×10 . يظهر في الجدول 3-15 ثلاث قيم مختلفة لدرجة حرارة الأرض t_g وقيمتين لموصلية التربة k_g ، كما يعطي الجدول طول الحفرة لكل كيلو وات من استطاعة التبريد التصميمية وهو الطول الذي حسبت عنده t_p المذكورة في الجدول وفي حال اختلاف قيمة هذا الطول عند التعويض في المعادلات (3-2) و (3-3) أو (3-26) و (3-27) تستخدم معادلة التصحيح التالية:

$$t_{pact} = \frac{m / KW (Table 3-15)}{m / KW (Calculated)} \times t_p (Table 3-15) \quad (32-3)$$

إذ إن: t_{pact} تدل على درجة الحرارة المصححة ويعاد تعويضها في المعادلات (3-2) و (3-3) أو (3-26) و (3-27) مرة واحدة لحساب الطول المصحح للمبادلات.

تدل (Table 3-15) على قيمة طول الحفرة لكل KW من استطاعة التبريد التصميمية المأخوذة من الجدول 3-15 وتدل (Calculated) على قيمة الطول المحسوبة.

يسمح الجدول 3-15 باستخدام التقريب الجدولي في حال اختلاف قيمة عدد ساعات الحمل المكافئ EFLH للبناء عن القيم المذكورة في الجدول وفي هذه الحالة لا يتم تصحيح قيمة t_p باستخدام المعادلة (32-3) إذا وقع الطول المحسوب $m/KW (Calculated)$ ضمن مجال حدي التقريب ويصحح إذا وقع خارج المجال وعندها تعوض القيمة $m/KW (Table 3-15)$ بالمتوسط الحسابي لحدي التقريب. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 43)

الجدول 3-15، تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر لشبكة حفر 10×10 واستطاعة التبريد التصميمية حتى 100 طن تبريد (McQuay air conditioning, 2008, p. 16) (ASHRAE, 2007, p. 32.16)

t _g = 22 [C°]				t _g = 16 [C°]				t _g = 10 [C°]				التباعد بين الثقوب [m]	$\frac{EFLH_h}{EFLH_c}$
k _g =2.6 [W/m.C°]		k _g =1.7 [W/m.C°]		k _g =2.6 [W/m.C°]		k _g =1.7 [W/m.C°]		k _g =2.6 [W/m.C°]		k _g =1.7 [W/m.C°]			
t _p [C°]	*	t _p [C°]	*	t _p [C°]	*	t _p [C°]	*	t _p [C°]	*	t _p [C°]	*		
مهمل	-	مهمل	-	مهمل	-	مهمل	-	-2.4	21	-2.4	28	4.6	$\frac{1500}{500}$
مهمل	-	مهمل	-	مهمل	-	مهمل	-	-1.3	19	-1.3	24	6.1	
مهمل	-	مهمل	-	مهمل	-	مهمل	-	-0.7	18	-0.7	22	7.6	
مهمل	-	مهمل	-	6.6	27	NR	NR	6.6	21	7.2	28	3.0	$\frac{1000}{1000}$
مهمل	-	مهمل	-	2.6	19	2.6	21	2.4	16	3.0	21	4.6	
مهمل	-	مهمل	-	1.3	18	1.4	23	1.1	15	1.9	19	6.1	
NR	NR	NR	NR	7.1	30	NR	NR	8.4	25	8.4	33	4.6	$\frac{500}{1500}$
3.7	22	3.7	29	3.7	22	3.7	28	4.4	19	4.3	24	6.1	
1.9	20	1.9	25	1.9	19	1.9	25	2.4	16	2.3	19	7.6	
NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	NR	مهمل	-	مهمل	-	4.6	$\frac{0}{2000}$
5.8	28	5.8	36	5.8	27	5.7	35	مهمل	-	مهمل	-	6.1	
3.1	22	3.0	29	3.1	22	3.0	28	مهمل	-	مهمل	-	7.6	

* : m لكل KW تبريد.

NR: لا يوصى به.

درجة حرارة دخول الماء إلى وحدة المضخة الحرارية t_{wi} أكبر من درجة حرارة الأرض بحوالي 10-15 [C^o] في وضع التبريد وأصغر بحوالي 5-10 [C^o] في وضع التدفئة.

الجدول 3-16، عوامل التصحيح لدرجة الحرارة t_p لشبكات حفر مختلفة

(McQuay air conditioning, 2008, p. 16)

نوع الشبكة	1 × 10	2 × 10	5 × 5	20 × 20
عامل التصحيح	0.36	0.45	0.75	1.14

تضرب قيمة عامل التصحيح الواردة بالقيمة المستخرجة من الجدول 3-15 عند تغير ترتيب الشبكة من 10×10 إلى الترتيب المذكور في هذا الجدول.

3-4 مثال محلول لتحديد طول المبادل الحراري الأرضي في منظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج:

مقر شركة يقع على أطراف مدينة دمشق مكون من طابقين ويحوي سبع فراغات (غرف) تحتاج لتكييف صيفي شتوي (الشكل 3-7)، مساحة البناء 1200 [m²] والمنظومة المقترحة للتكييف منظومة المضخة الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج مع وحدات مضخة حرارية ماء - هواء.

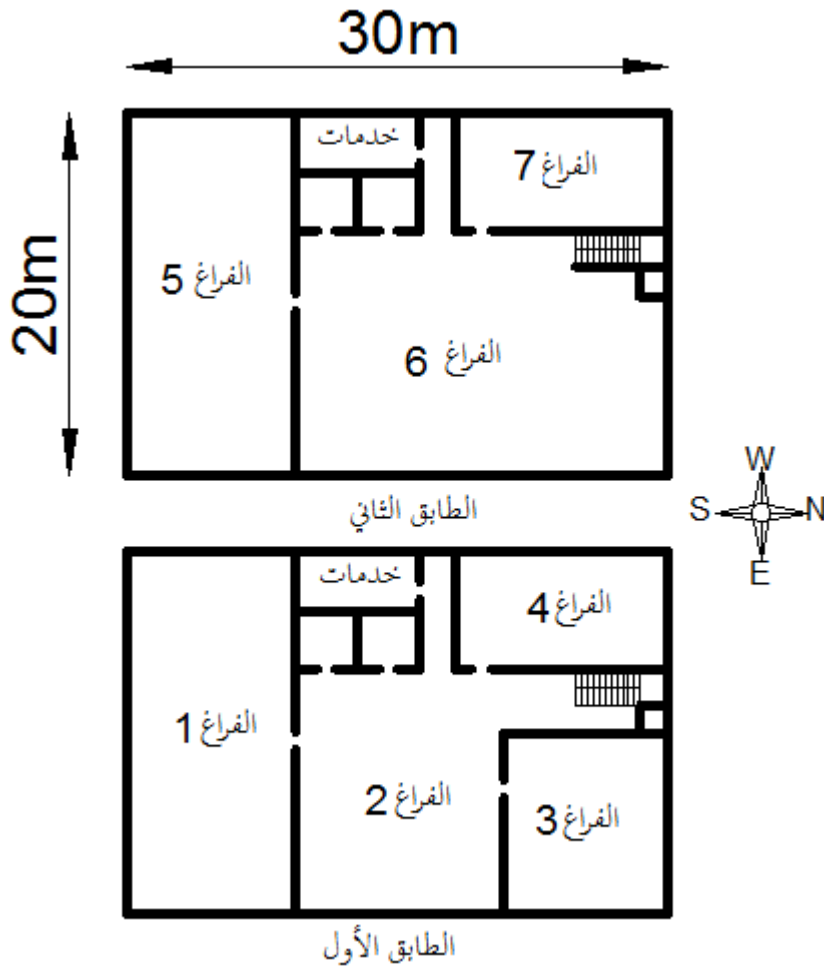
تصميم المبادل الحراري الأرضي في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج

أداة الحفرة قادرة على حفر ثقوب بقطر 150 [mm] بعمق يصل إلى 110 [m]. تبين بتحليل تربة الموقع على أعماق مختلفة من الحفر أنها مكونة من رمل خشن بنسبة 60% وطين ناعم بنسبة 40% ونسبة الرطوبة 15% والكثافة الجافة 1760 [kg/m³]. يتم ملئ الثقوب بمادة موصليتها الحرارية 1.73 [W/m.C°].

المطلوب حساب الطول اللازم للحفر في وضع التبريد (L_c) ومقارنته بطول الحفر اللازم في وضع التدفئة (L_h).

الحل:

تستخدم المعادلتان (2-3) و (3-3) في الحل. من الجدول 3-13 درجة حرارة الأرض t_g في موقع البناء 22 [C°]. يتم حساب أحمال التبريد لمختلف فراغات البناء في يوم التصميم لفترات زمنية مقدارها 4 ساعات ضمن وقت دوام العاملين ويتم تحديد حمل التبريد التصميمي كما يتم حساب حمل التدفئة التصميمي وتحديد عدد ساعات الحمل المكافئ لحالتي التبريد والتدفئة من الجدول 3-10 والجدول 3-11 وذلك بأخذ عدد الساعات الوسطي وتوضع النتائج ضمن الجدول 3-17.



الشكل 3-7، مخطط بناء مقر شركة يقع على أطراف مدينة دمشق

الجدول 3-17، أحمال التدفئة والتبريد وعدد ساعات الحمل المكافئ

EFLH _h [Hour]	EFLH _c [Hour]	حمل التدفئة [KW]	أحمال التبريد [KW]			الفراغ
			8-4 مساءً	4-12 ظهراً	12-8 صباحاً	
480	1250	10.6	0.0	26.1	18.2	1
480	1250	5.3	0.0	24.9	17.0	2
480	1250	11.1	6.2	10.6	13.5	3
480	1250	7.0	4.4	5.3	7.6	4
480	1250	15.5	26.3	10.6	5.9	5
480	1250	12.3	0.0	16.3	18.2	6
480	1250	9.4	0.0	6.4	9.6	7
		71.2	36.9	100.2	90.0	الإجمالي

بالاستفادة من الجدول 3-17 وبالتعويض في المعادلتين (3-16) و (3-17) يحسب معامل الحمل الجزئي خلال شهر التصميم وذلك بمعرفة أن عدد أيام العمل في الاسبوع 5 أيام :
في وضع التبريد:

$$PLF_m = \frac{-90 \times 4 - 100.2 \times 4 - 36.9 \times 4}{-100.2 \times 24} \times \frac{20}{28} = 0.27$$

في وضع التدفئة:

$$PLF_m = \frac{71.2 \times 12}{71.2 \times 24} \times \frac{20}{28} = 0.36$$

أو يمكن الحساب بمعرفة أن عدد أيام التشغيل في الاسبوع 5 وعدد ساعات التشغيل في اليوم 12 ونسبة الحمل الجزئي في وضع التبريد إلى الحمل التصميمي 75% وفي وضع التدفئة يؤخذ 100% وبالتالي يكون:
في وضع التبريد:

$$PLF_m = \frac{75}{100} \times \frac{12}{24} \times \frac{20}{28} = 0.27$$

في وضع التدفئة:

$$PLF_m = \frac{71.2 \times 12}{71.2 \times 24} \times \frac{20}{28} = 0.36$$

بالعودة إلى الفقرة 3-3-8 يتم اختيار درجة حرارة دخول الماء إلى وحدة المضخة الحرارية t_{wi} في وضع التبريد أكبر من درجة حرارة الأرض بـ 10 [C°] وذلك نظراً للارتفاع النسبي في درجة حرارة الأرض في مدينة دمشق وما حولها كما يتم اختيارها في وضع التدفئة أصغر من درجة حرارة الأرض بـ 9 [C°] فيكون:

في وضع التبريد: $t_{wi} = 32$ [C°] وفي وضع التدفئة: $t_{wi} = 13$ [C°]

لمتابعة الحسابات يجب الحصول على بيانات وحدة المضخة الحرارية ماء - هواء من الشركة الصانعة، إذ يجب أن تغطي استطاعة المضخة الحرارية في وضعي التبريد والتدفئة الأحمال الحرارية

التصميمية للبناء. يعطي الجدول 3-18 بيانات وحدات المضخة الحرارية ماء - هواء ذات الاستطاعة من 2 وحتى 10 طن تبريد عند درجة حرارة دخول الماء t_{wi} 29 [C°] في وضع التبريد و 10 [C°] في وضع التدفئة لإحدى الشركات الصانعة وذلك عند قيم تدفق الماء والهواء المذكورين في الجدول. كما يحوي الجدول 3-19 والجدول 3-20 عوامل التصحيح عند تغير قيم درجة حرارة دخول الماء أو تدفق الهواء والماء.

الجدول 3-18، بيانات وحدات المضخات الحرارية ماء - هواء لأحد الشركات الصانعة

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 14)

فوائد الضغط لطرف الماء [Kpa]	تدفق الهواء [L/s]	تدفق الماء [L/s]	وضع التدفئة t_{wi} 10[C°]		وضع التبريد t_{wi} 29[C°]	
			W_{HPH} [KW]	الاستطاعة [KW]	W_{HPC} [KW]	الاستطاعة [KW]
34	180 [L/s] لكل طن تبريد أو لكل	0.16 [L/s] لكل طن تبريد أو لكل	1.41	5.9	1.46	6.2
16			1.85	7.5	1.86	8.1
28			2.17	9.0	2.22	10.1
25			2.54	11.2	2.70	11.7
38			3.16	12.7	3.22	13.5
24			4.17	16.2	4.24	16.5
24			5.10	22.4	5.40	23.1
37			6.40	25.5	6.40	27.3
24	3.517 [KW]	3.517 [KW]	8.40	32.2	8.50	33.1
			المتوسط COP = 4.05		المتوسط EER = 4.16	

W_{HPC} , W_{HPH} : الاستهلاك الكهربائي لوضعي التدفئة والتبريد.

الجدول 3-19، النسب المئوية لتصحيح بيانات وحدة المضخة الحرارية في وضع التبريد

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 13)

البارامتر	القيمة	تغير الاستطاعة [KW]	تغير الاستهلاك [KW]	تغير EER
درجة حرارة دخول المياه t_{wi} [C°]	35	-2%	+12%	-9%
	24	+2%	-13%	+16%
تدفق المياه [L/s]	0.19	+2%	-3%	+4%
	0.13	-2%	+3%	-4%
تدفق الهواء [L/s]	200	+2%	+2%	0%
	155	-2%	-1%	-1%

يمكن حساب درجة حرارة خروج الماء من وحدة المضخة الحرارية t_{wo} باستخدام المعادلات (30-3) و (31-3) كما يلي:
في وضع التبريد:

$$t_{wo} = 32 - \frac{100200 \times 1.24}{4180 \times 5.4} = 37.5 [C^{\circ}]$$

في وضع التدفئة:

$$t_{wo} = 13 - \frac{71200 \times 0.8}{4180 \times 5.4} = 10.5 [C^{\circ}]$$

إذ تم استخدام التقريب الجدولي في الجدول 3-12 لحساب قيمة C_{fc} كما تم حساب التدفق ليساوي 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية . يمكن حساب t_{wo} بدقة مقبولة باستخدام الجدول 3-14 وينتج:

في وضع التبريد: $t_{wo} = 38 [C^{\circ}]$ وفي وضع التدفئة: $t_{wo} = 10 [C^{\circ}]$

الجدول 3-20، النسب المئوية لتصحيح بيانات وحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 13)

البارامتر	القيمة	تغير الاستطاعة [KW]	تغير الاستهلاك [KW]	تغير COP
درجة حرارة دخول المياه $t_{wi} [C^{\circ}]$	13	+9%	+4%	+5%
	2	-9%	-4%	-5%
تدفق المياه [L/s]	0.19	+3%	+3%	0%
	0.13	-3%	-1%	-3%
تدفق الهواء [L/s]	200	+1%	-4%	+7%
	155	-2%	+3%	-3%

لتحديد معدل انتقال الحرارة الوسطي السنوي إلى الأرض يتم تصحيح قيم EER, COP المأخوذة من الجدول 3-18 وبلاستفادة من الجدول 3-17 نعوض في المعادلة (3-18) فينتج:

$$Q_a = \frac{-100.2 \times \frac{4.06 + 1}{4.06} \times 1250 + 71.2 \times \frac{4.25 - 1}{4.25} \times 480}{8760} = -14.8 [KW]$$

يمكن حساب Q_a بالاستفادة من المعادلة (3-21) وينتج بالتعويض:

$$Q_a = \frac{-1.24 \times 100.2 \times 1250 + 0.8 \times 71.2 \times 480}{8760} = -14.6 [KW]$$

لتحديد الطاقة المصروفة عند حمل التبريد وحمل التدفئة التصميميان W_{dc} ، W_{dh} يجب اختيار وحدات المضخة الحرارية اللازمة لكل فراغ من فراغات البناء كما يظهر الجدول 3-21 والجدول 3-22 وذلك بعد استخدام القيم المصححة للجدول 3-18 ثم يتم التعويض في المعادلتين (3-22) و (3-23) فينتج ما يلي:

في وضع التبريد:

$$W_{dc} = 25.77 [KW]$$

في وضع التدفئة:

$$W_{dh} = 16.76 [KW]$$

الجدول 3-21، بيانات وحدات المضخة الحرارية المختارة في وضع التبريد

الفراغ	حمل التبريد التصميمي [KW]	الاستطاعة [KW]	W_{HPc} [KW]	PLF_d	$PLF_d \times W_{HPc}$
1	26.1	27.0	6.8	0.97	6.60
2	24.9	27.0	6.8	0.92	6.26
3	10.6	11.6	2.9	0.91	2.64
4	5.3	8.0	2.0	0.66	1.32
5	10.6	16.4	4.5	0.65	2.93
6	16.3	16.4	4.5	1.00	4.50
7	6.4	10.0	2.4	0.64	1.54
الإجمالي	100.2				25.77

الجدول 3-22، بيانات وحدات المضخة الحرارية المختارة في وضع التدفئة

الفراغ	حمل التدفئة التصميمي [KW]	الاستطاعة [KW]	W_{HPH} [KW]	PLF_d	$PLF_d \times W_{HPH}$
1	10.6	27.8	6.7	0.38	2.55
2	5.3	27.8	6.7	0.19	1.27
3	11.1	12.2	2.6	0.91	2.37
4	7.0	8.2	1.9	0.85	1.62
5	15.5	17.7	4.3	0.88	3.78
6	12.3	17.7	4.3	0.69	2.97
7	9.4	9.8	2.3	0.96	2.21
الإجمالي	71.2				16.76

إن اختيار قياس أنبوب الـ HDPE ذي الشكل U يعدّ مسألة هامة في التصميم، إذ إن القطر الأكبر (40 [mm]) يحقق فاقد ضغط أقل للمتر الطولي وبالتالي يقلل استهلاك الطاقة مما يسمح بزيادة طول الحفرة الإفرادية عندما تكون المساحة المتاحة صغيرة وذلك بزيادة قيم التدفق لكل مبادل موصول على التفرع، أما عند قيم ثابتة للتدفق ومقارنة بالأقطار الأصغر فإن قطر 40 [mm] يحتاج أطوال حفر أصغر. تكمن المشكلة في الأنابيب ذات الأقطار الكبيرة بكلفتها وكلفة تركيبها المرتفعة كما أن معدات التركيب غير متواجدة بكثرة. تحقق أنابيب HDPE ذات القطر الأصغر (25 و 32 [mm])

سهولة في التركيب وهي ذات كلفة أقل، لكن طول الحفرة يجب أن لا يتجاوز 75 [m] بسبب فواقد الضغط الكبيرة للمتر الطولي من الأنبوب كما أنها أقل متانة، لذلك يفضل في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج تركيب القطر 40 [mm] وتستعمل الأقطار الأصغر كحلول بديلة إذا تعذر استخدام القطر الكبير (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 13). يستخدم القطر 40 [mm] ذو النوع SDR9 (سبب اختيار SDR9 في الفصل الرابع) وذلك أن أداة الحفر قادرة على حفر ثقب بقطر 150 [mm] وعمق 110 [m].

من الجدول 3-9 يتم اختيار معامل الفقد الحراري نتيجة الدارة القصيرة $F_{sc} = 1.02$ وذلك على اعتبار جزئين متسلسلين لكل مبادل شاقولي وتدفق 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من الحمل التبريدي التصميمي (سيتم شرح سبب الاختيار في الفصل الرابع).

يتم أخذ قيمة المقاومة الحرارية للحفرة من الجدول 3-1 عند تدفق 0.19 [L/s] فتكون $R_b = 52 [m.C^0/KW]$ ولكن هذه القيمة يجب أن تصحح باستخدام الجدول 3-2 لذلك تحسب الموصلية الحرارية للأرض k_g بالتقريب الجدولي من الجدول 3-4 عند نسبة الرطوبة 15%:

$$k_g = 2.91 [W/m.C^0] \quad \text{للمل الخشن:}$$

$$k_g = 1.38 [W/m.C^0] \quad \text{للطين دقيق الحبيبات:}$$

وتكون الموصلية الحرارية للأرض k_g عند النسب 40% - 60%:

$$k_g = 0.6 \times 2.91 + 0.4 \times 1.38 = 2.3 [W / m.C^0]$$

وتكون قيمة التصحيح من الجدول 3-2 مساوية إلى 11.6 [m.C⁰/KW] وبالتالي:

$$R_b = 63.5 + 11.6 = 75.1 [m.C^0 / KW]$$

لتحديد المقاومات الحرارية للأرض R_{ga} , R_{gd} , R_{gm} يتم حساب عدد فورييه اللابيدي Fo عند الأزمنة:

$$\tau_1 = 3650 [day]$$

$$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680 [day]$$

$$\tau_f = 3650 + 30 + 0.167 = 3680.167 [day]$$

إذ تم أخذ فترة أربع ساعات فقط للدلالة على التأثير قصير المدى بدلاً من ست ساعات.

بالتعويض في المعادلات (3-10)، (3-11)، (3-12) وذلك بعد استخراج قيمة الناشرية الحرارية للأرض بالتقريب الجدولي من الجدول 3-4 واستخراج قيمة القطر المكافئ من الجدول 3-8 ينتج:

$$Fo_f = \frac{4 \times 0.07 \times 3680.167}{0.076^2} = 178400$$

$$Fo_1 = \frac{4 \times 0.07 (3680.167 - 3650)}{0.076^2} = 1462$$

$$Fo_2 = \frac{4 \times 0.07 (3680.167 - 3680)}{0.076^2} = 8.1$$

من الشكل 2-3 ينتج:

$$G_f = 0.98, G_1 = 0.65, G_2 = 0.25$$

بالتعويض في المعادلات (13-3) ، (14-3) ، (15-3) ينتج:

$$R_{ga} = \frac{0.98 - 0.65}{2.3} \cdot 1000 = 143.5 [m.C^\circ / KW]$$

$$R_{gm} = \frac{0.65 - 0.25}{2.3} \cdot 1000 = 174 [m.C^\circ / KW]$$

$$R_{gd} = \frac{0.25}{2.3} \cdot 1000 = 108.7 [m.C^\circ / KW]$$

لحساب تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر t_p يتم الاعتماد على الجدول 15-3 إذ إن $t_g = 22 [C^\circ]$ وتؤخذ $k_g = 2.6 [W/m.C^\circ]$ إذ يلاحظ من الجدول أن تغير موصلية الأرض من $k_g = 2.6 [W/m.C^\circ]$ إلى $k_g = 1.7 [W/m.C^\circ]$ لا يصاحبه تغير في درجة الحرارة t_p وإن $k_g = 2.3 [W/m.C^\circ]$ المستخرجة في موقع المنظومة الجيوحرارية تقع ضمن المجال المذكور ويتم اختيار التباعد بين مراكز الثقوب 6.1 [m].

يلاحظ أن الفرق بين عدد ساعات الحمل الكامل EFLH للبناء في وضعي التدفئة والتبريد 770 [Hour] لوضع التبريد. إن الجدول 15-3 يحوي في الصف الثالث 1000 [hour] فرق لوضع التبريد وفي الصف الثاني لا يوجد فرق بين عدد الساعات المكافئة لوضعي التبريد والتدفئة، لذلك

يمكن استخدام التقريب الجدولي لاستخراج قيمة t_p بين حدي التقريب 0 و 1000 [Hour] وينتج $t_p = 2.8 [C^\circ]$. وعلى اعتبار أن عدد الحفر يكون تقريباً بمعدل حفرة واحدة لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية فإن عدد الحفر للمنظومة الجيوحرارية سيكون 28 وباستخدام التقريب الجدولي مع الجدول 16-3 وذلك باعتبار أن للمصمم حرية توزيع الحفر حسب شكل المساحة المتاحة في موقع المنظومة الجيوحرارية فيكون معامل التصحيح مساوياً إلى 0.75 وبالتالي تنتج قيمة t_p :

$$t_p = 0.75 \times 2.8 = 2.1 [C^\circ]$$

بالتعويض في المعادلتين (2-3) و (3-3) ينتج الطول المطلوب لمجموع الحفر في وضعي التبريد والتدفئة:

الطول المطلوب في وضع التبريد:

$$L_c = \frac{-14.8 \times 143.5 + (-100.2 - 25.8)(75.1 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2} - (-2.1)} = 2888 [m]$$

الطول المطلوب في وضع التدفئة :

$$L_h = \frac{14.8 \times 143.5 + (71.2 - 16.76)(75.1 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13 + 10}{2} - 2.1} = 1864 [m]$$

يلاحظ أن الطول الناتج في وضع التبريد لكل [KW] من الاستطاعة يساوي 28.8 [m/KW] لذلك تستخدم المعادلة (3-32) للتصحيح مع العلم أن القيمة m/KW (Table 3-15) تعوض بالقيمة 22 [m/KW] نتيجة لعدم وجود حد أسفل في الجدول 3-15 يسمح بإيجاد المتوسط الحسابي للطول وذلك بدقة مقبولة:

$$t_{pact} = \frac{22}{28.8} \times 2.1 = 1.6 [C^{\circ}]$$

بإعادة التعويض في المعادلتين (3-2) و (3-3) ينتج:
الطول المطلوب في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{-14.8 \times 143.5 + (-100.2 - 25.8)(75.1 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2} - (-1.6)} = 2761 [m]$$

الطول المطلوب في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{14.8 \times 143.5 + (71.2 - 16.76)(75.1 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13 + 10}{2} - 1.6} = 1760 [m]$$

الأطوال الناتجة على اعتبار عدم وجود مياه جوفية متحركة ضمن حقل الحلقة الأرضية الشاقولية. يمكن التعويض في المعادلتين (3-26) و (3-27) للمقارنة ينتج:
الطول المطلوب في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{-14.8 \times 143.5 + (-1.24 \times 100.2)(75.1 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2} - (-1.6)} = 2725 [m]$$

الطول المطلوب في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{14.8 \times 143.5 + (0.8 \times 71.2)(75.1 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13 + 10}{2} - 1.6} = 1829 [m]$$

النتائج متقاربة ويستخدم لاحقاً (في حال وروده) الطول الناتج عن المعادلتين (3-2) و (3-3).

3-5 التعليق على نتائج المثال المحلول:

يلاحظ عند قراءة قيم درجات حرارة المياه t_{wi} , t_{wo} لوحدة المضخة الحرارية ماء- هواء ارتفاع درجة حرارة تبخر وسيط التبريد في وضع التدفئة، وانخفاض درجة حرارة تكاثفه في وضع التبريد، مقارنة بالمضخات الحرارية هواء- هواء، مما يؤدي إلى تخفيض الاستهلاك الكهربائي (شرح أوفى في الفصل الخامس). نتيجة لاستخدام الماء كمستهلك حراري في وضع التبريد، تكون درجة حرارة تكاثف وسيط التبريد أكبر بـ 5-8 [C°] من درجة حرارة الماء (انظر الفقرة 1-5-2)، وبذلك تتراوح بين 37-46 [C°]، أما في المضخات الحرارية هواء- هواء يتكاثف وسيط التبريد عند 50-52 [C°] (درجة الحرارة التصميمية الخارجية 40 [C°] حسب الكود السوري)، وبالتالي يتراوح تخفيض درجة حرارة التكاثف بين 4-15 [C°] حسب تصميم المبادل الحراري وتغير حمل البناء من الأحمال

الجزئية إلى الأحمال التصميمية. وبمناقشة مماثلة في وضع التدفئة ومعرفة أن درجة الحرارة التصميمية الخارجية لمدينة دمشق شتاءً $2- [C^0]$ (حسب الكود السوري) ينتج أن زيادة درجة حرارة تبخر وسيط التبريد تتراوح بين $14-22 [C^0]$.

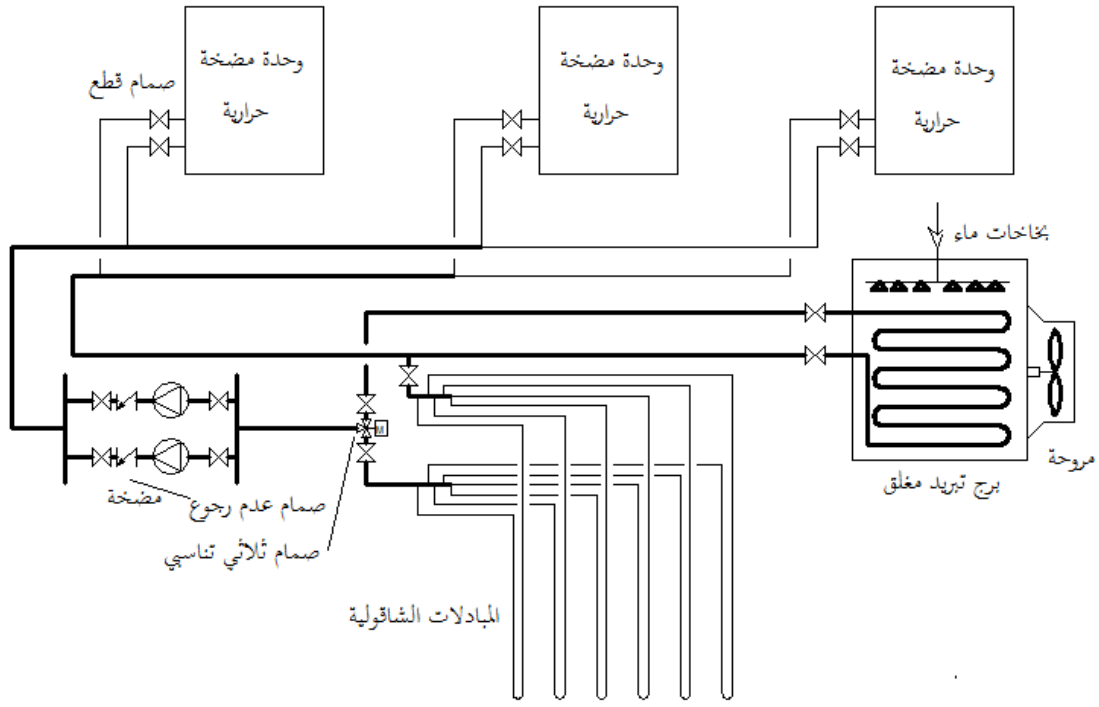
يلاحظ أيضاً أن الطول المطلوب للحفرة في وضع التبريد L_c أكبر من الطول المطلوب في وضع التدفئة، فإذا تم اختيار الطول الأكبر L_c لتصميم الحلقة الشاقولية الأرضية فسيكون الطول الزائد للحفر مفيداً في وضع التدفئة إذ يرتفع معامل الأداء COP وهو الحل المتبع عادة في مثل هذه الحالات. غالباً ما يكون الطول في وضع التبريد L_c أكبر من الطول المطلوب للتدفئة L_h عند استخدام المنظومة الجيوحراري في تكييف المباني العادية (أبنية سكنية أو أسواق تجارية أو أبنية تعليمية ...) وذلك يعود إلى أن كمية الطاقة المنقولة إلى الأرض في وضع التبريد تفوق كمية الطاقة المنقولة في وضع التدفئة، إذ تنتقل الطاقة المصروفة على الضاغط إلى الأرض في وضع التبريد بينما تنتقل إلى الفراغات المكيفة في وضع التدفئة إضافة إلى أن عدد ساعات الحمل الكامل وأحمال التصميم غالباً ما تكون أكبر في وضع التبريد منها في وضع التدفئة (وخاصة في القطر العربي السوري) وقد تكون متساوية في بعض الحالات.

قد يزيد الطول L_h عن الطول L_c في المناخات الباردة جداً أو في الأبنية التي تستخدم فيها التدفئة لأغراض خاصة (معامل ومنشآت تجفيف الخضار والفواكه وتسخين ماء الاستعمال ...).

يمكن استخدام الطول الأقصر بين الطولين L_c , L_h لتصميم الحلقة الشاقولية مع إضافة مصدر (مستهلك) حراري مساعد وتسمى المنظومة عندئذ بالمنظومة الهجينة Hybrid system فإن كان L_c أكبر من L_h تصمم الحلقة الأرضية على الطول L_h ويضاف للحلقة الأرضية برج تبريد مغلق لتبريد السائل ضمن الحلقة الأرضية للحدود المطلوبة (كما يظهر الشكل 3-8)، وإذا كان L_c أصغر من L_h تصمم الحلقة الأرضية على الطول L_c يضاف للحلقة الأرضية مصدر حراري مثل المراجل أو منظومات الطاقة الشمسية.

يؤدي استخدام المنظومات الهجينة إلى زيادة أعمال الصيانة المستقبلية للمنظومة بينما تتناقص الكلفة التأسيسية بنسبة تتعلق بالمناخ وطبيعة البناء، إذ يلاحظ تناقص كبير للكلفة التأسيسية في الأبنية التي تكون فيها متطلبات التبريد أكبر بكثير من متطلبات التدفئة. (ASHRAE, 2007, p. 32.10)

إن وضع حلقة أرضية واحدة لعدة مضخات حرارية يعدّ أفضل من وضع حلقة أرضية مستقلة لكل مضخة حرارية، وذلك أن الحلقة الواحدة تخفض من عدد المضخات وتقلص طول الحفر المطلوب بشكل ملحوظ ولكن في الوقت نفسه يزداد التعقيد التحكمي وتزداد أقطار المجمعات والخطوط الرئيسية مما يرفع كلفتها. يمكن في المثال السابق وضع حلقة أرضية لكل طابق (حلقتين لكامل البناء)، وبذلك لن يزداد الطول الإجمالي كثيراً وفي الوقت نفسه ستتناقص أقطار الخطوط الرئيسية والمجمعات مما يوفر قليلاً في الكلفة التأسيسية (انظر الفقرة 4-5-1).



الشكل 3-8، مخطط رمزي لمنظومة مضخة جيوحرارية شاقولية هجينة ($L_c > L_h$)

طول الحفر يساوي L_h (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 70)

يجب الانتباه عند تصميم الحلقة الأرضية وفي حال تواجد مساحة كافية من الأرض إلى عدم إنقاص التباعد بين الحفر بشكل كبير (3 أو 4.6 [m]) إذ إن إنقاص التباعد سيؤدي إلى زيادة طول الحفر وبالتالي زيادة الكلفة التأسيسية، كما أن وجود الحفر قريبة من بعضها البعض يتطلب دقة كبيرة في الحفر فمع زيادة طول الحفر سيؤدي أي انحراف صغير في عملية الحفر إلى دخول الحفر في بعضها البعض وخاصة عند وجود عوائق في جوف الأرض تتطلب هذا الانحراف.

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 39)

تستعمل المادة المانعة للتجمد مع الماء ضمن الحلقة الأرضية عندما تنخفض درجة حرارة المياه الداخلة لوحدة المضخة الحرارية t_{wi} إلى ما دون $4.5 [C^0]$ ، إذ إن استخدام المواد المانعة للتجمد يقلل السعة الحرارية للسائل ويرفع لزوجته وبالتالي يزداد عمل المضخة. بالإضافة إلى انخفاض عدد رينولدز وارتفاع قيمة التدفق التي يبدأ عندها الجريان المضطرب وهذا ما يجب أخذه بالحسبان عند عملية التصميم. (McQuay air conditioning, 2008, p. 12)

عادة ما تستخدم قواعد تجريبية لحساب طول المبادل الحراري الشاقولي الأرضي، مما قد يؤدي إلى زيادة غير مبررة في الطول تفرض زيادة كبيرة في الكلفة التأسيسية دون الحصول على توفير مقابل في الكلفة الاستثمارية، أو قد تؤدي إلى إنقاص الطول وتؤثر بشكل سلبي على أداء المنظومة الجيوحرارية وبالتالي يجب على المصمم توخي الدقة في الحسابات بغية الحصول على التوفير المرجو من المنظومة الجيوحرارية.

- عند تصميم منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج يجب الانتباه إلى ما يلي:
- اختيار وحدة المضخة الحرارية التي تعمل بمردود عالٍ عند مجال تغير كبير لدرجات حرارة المياه الآتية من الحلقة الأرضية (الوحدات الخاصة بالمجال الجيوحراري).
 - يجب الاعتماد على بيانات الأحمال الجزئية والأحمال التصميمية للبناء عند تصميم الحلقة الأرضية وعدم الاعتماد على بيانات وحدات المضخة الحرارية إذ يتم اختيار الوحدات لتناسب التصميم كما سبق شرحه في الفقرة (3-4).
 - يكون تصميم الحلقة الأرضية قابلاً لإخراج الهواء وموازناً بحدود 15% دون وضع صمامات التوازن، كما يتم ترتيب المبادلات دون ضياع كبير في استطاعة الضخ واختيار قيم التدفق التي تحقق أعلى قيم للتبادل الحراري مع الأرض.
- عند تصميم منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج يمكن الاستفادة مما يلي:
- الاعتماد على مجموع أحمال البناء في وضع التبريد ومجموع الأحمال في وضع التدفئة بدلاً من الاعتماد على حمل كل فراغ بشكل مستقل عند القيام بعملية الحساب.
 - الاعتماد على عدد الساعات المكافئة الوسطية لكامل البناء بدلاً من الاعتماد على عدد الساعات المكافئة لكل فراغ بشكل مستقل عند القيام بعملية الحساب.
 - الاعتماد على القيم الوسطية لمعادلات الأداء COP ومعدلات الفعالية EER لكل المضخات الحرارية المستعملة بدلاً من الاعتماد على القيم الفردية لكل مضخة حرارية على حده عند القيام بعملية الحساب وذلك إذا تم استخدام عدة مضخات حرارية.
- (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 40)

الفصل الرابع

البدائل والامتومات في منظومات

المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج

وبرامج التصميم

يناقش الفصل البدائل المتاحة عند تصميم منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP، وتتضمن هذه البدائل ناحيتين:

- إمكانية تغيير التصميم عند عدم ملائمة لموقع المنظومة الجيوحرارية وذلك بتعديل بعض القيم في المعادلتين (2-3) و (3-3) أو المعادلتين (26-3) و (27-3).
- إمكانية انعدام بعض حدود معادلات التصميم للحصول على طول أقصر للحفر وذلك بإضافة متممات للمنظومة الجيوحرارية (المنظومات الهجينة).

يتضمن الفصل أيضاً المفاهيم الأساسية لحساب المضخات المستعملة لجريان المياه ضمن الحلقة الأرضية وطريقة توضعها وربطها والتحكم بها، كما يتضمن شرحاً عن الأنابيب والأنابيب الرئيسية للحلقة والمجمعات وشكل الحلقة الأرضية وطريقة تركيبها.

يتضمن الفصل الرابع في نهايته خوارزميات ومخططات صندوقية للبرامج الحاسوبية المستخدمة لحساب وتصميم الحلقة الأرضية في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج.

1-4 البدائل والتغييرات الممكنة في تصميم الحلقة الأرضية الشاقولية دون تغيير معادلات التصميم:

قد يكون التصميم الأولي الناتج عن معادلات التصميم (2-3) و (3-3) غير مناسب لواحد أو لعدة أسباب مما يلي:

- الطول الإجمالي للحفر كبير على نحو لا يتمكن به مالك البناء من دفع كلفة الحفر.
- متعهد تركيب المنظومة الجيوحرارية لا يملك المعدات اللازمة لتركيب الأنابيب الكبيرة القطر مثل أنابيب HDPE ذات القطر 40 [mm].
- الأرض المتاحة في موقع المشروع الجيوحراري لا تكفي لتوضع الحفر بالعدد و التباعد المطلوب في عملية التصميم.
- وحدات المضخة الحرارية ذات الفعالية العالية (المطلوبة) ذات سعر مرتفع جداً.
- عدد ساعات الحمل الكامل غير مطابق للواقع.

1-1-4 البدائل المؤدية إلى تقليل الطول الإجمالي للحفر:

1- رفع درجة حرارة دخول المياه إلى وحدة المضخة الحرارية t_{wi} في وضع التبريد:

إن رفع درجة حرارة دخول المياه إلى وحدة المضخة الحرارية سيؤثر على معدل فعالية الطاقة EER وسيؤدي إلى تناقصه ولكنه سيخفض في الوقت نفسه الطول المطلوب للحفر وبالتالي الكلفة التأسيسية. وقد يكون من الأفضل عند استخدام مضخة حرارية ذات معدل فعالية طاقة مرتفع رفع درجة حرارة دخول الماء إذ يغطي التخفيض الناتج في الكلفة التأسيسية على ارتفاع الكلفة الاستثمارية نتيجة انخفاض فعالية المضخة الحرارية.

بالعودة إلى المثال المحلول في الفقرة (3-4) سيؤدي رفع درجة حرارة دخول الماء t_{wi} بمقدار $2.8 [C^0]$ إلى تخفيض الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد بمعدل 14% وسينخفض معدل فعالية الطاقة بمقدار 8%. يجب الانتباه في هذا المثال إلى أن بعض وحدات المضخة الحرارية قد لا تغطي الحمل التصميمي بعد الانخفاض المذكور في الفعالية مما يتطلب اختيار وحدات أكبر.

2- استخدام منظومة هجينة:

تبلغ قيمة L_c في المثال المحلول (3-4) 2761 [m] و قيمة L_h تبلغ 1760 [m] فإن تم تصميم الحلقة الأرضية على طول الحفر في وضع التدفئة، يستخدم برج تبريد مغلق لتعويض الفرق في طول الحفر بين وضعي التدفئة والتبريد وهو 1001 [m].

لحساب استطاعة برج التبريد يحسب الطول المطلوب من الحفر لكل [KW] من الاستطاعة التبريدية:

$$L_{c/KW} = \frac{2761}{100.2} = 27.6 [m / KW]$$

ويصمم برج التبريد حتى يزيل الحرارة المطروحة من حمل التبريد التصميمي الذي مقداره:

$$Q_{cooler} = \frac{1001}{27.6} = 36.3 [KW]$$

3- زيادة التباعد بين الحفر:

يمكن زيادة التباعد بين الحفر في حال وجود مساحة أرض كافية في موقع المشروع الجيوحراري، مما يؤدي إلى تقليل الطول المطلوب للحفر.

في المثال المحلول الفقرة (3-4) يمكن تقليل الطول المطلوب للمبادل في وضع التبريد بمقدار 8% إن ازداد التباعد بين الحفر بمقدار 1.5 [m].

4- استقصاء حركة المياه الجوفية:

يمكن تقليل الطول المطلوب في وضع التبريد L_c حتى 18 % في حال وجود حركة جيدة للمياه الجوفية في حقل المبادلات الأرضية الشاقولية نتيجة تقليل درجة الحرارة t_p الناتجة عن التأثير الحراري للحفر المتجاورة. يمكن الاستفادة من المعلومات الجيولوجية أو إجراء الفحوص والاختبارات في الموقع لتقدير معدل جريان المياه الجوفية وطريقة تحركها ومعدل استقرار هذا التحرك، ولكن حساب طول المبادل الأرضي بإهمال تأثير المياه الجوفية يرفع أمان التصميم وخاصة أن بحوث تأثير المياه الجوفية على الحقل الأرضي الجيوحراري ما زالت غير كافية.

4-1-2 البدائل الممكنة لأنابيب HDPE ذات القطر الكبير غير المناسب للتركيب:

يعدّ تركيب أنابيب HDPE ذات القطر 40 [mm] للمبادلات الشاقولية ذات الشكل U مناسباً من ناحية الفعالية الحرارية ولكنه صعب التركيب. يمكن استبدال القطر الكبير بقطر أصغر على حساب زيادة طول الحفر.

في المثال المحلول الفقرة (3-4) سيزداد الطول L_c بمقدار 8.5% عند إنقاص قطر أنابيب المبادلات الشاقولية من 40 [mm] إلى 25 [mm].

4-1-3 البدائل الممكنة عند عدم كفاية مساحة الأرض الموجودة في موقع المشروع:

1- تقليل التباعد بين الحفر:

في المثال المحلول الفقرة (3-4) يزداد الطول المطلوب للمبادل في وضع التبريد بمقدار 21% إن تناقص التباعد بين الحفر بمقدار 1.5 [m].

2- الحفاظ على التباعد بين الحفر مع زيادة عمق الحفر:

يمكن زيادة عمق الحفر وتقليل عددها مع زيادة قيم التدفق ضمن أنابيب HDPE مما يقلل المساحة المطلوبة لهذه الحفر ويرفع من الاستطاعة الكهربائية المستهلكة في المضخات. يجب عند زيادة طول الحفر التأكد من عدم تجاوز القيم الموصى بها لاستطاعة الضخ (المذكورة لاحقاً في هذا الفصل) وخاصة عند استخدام أقطار صغيرة للأنابيب (25 [mm] مثلاً).

3- استخدام المنظومات الهجينة.

4-1-4 نتائج استخدام وحدات مضخة حرارية ذات معدل فعالية طاقة EER أصغر:

تتخفض كلفة وحدة المضخة الحرارية عند اختيارها بمعدل فعالية طاقة أقل، ولكن استخدامها في المنظومات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج سيزيد من طول الحفر المطلوبة في وضع التبريد L_c نتيجة لزيادة كمية الحرارة المنقولة إلى الأرض وذلك بارتفاع درجة حرارة خروج الماء من وحدة المضخة الحرارية t_{wo} ، وسيكون تأثير ذلك معاكس في وضع التدفئة إذ ينخفض الطول L_h . في المثال المحلول الفقرة (3-4) سيزداد الطول L_c بمقدار 5% عند إنقاص معدل فعالية الطاقة EER بمقدار 19%.

4-1-5 تقدير الخطأ في عدد ساعات الحمل الكامل:

يتم تحديد عدد ساعات الحمل الكامل وفقاً للطريقة المشروحة في الفصل الثالث، ولكن العدد قد يكون غير مطابق للواقع، وقد لا يتمكن المصمم من الحساب الفعلي بسبب الوقت الكبير الذي تتطلبه هذه العملية كما أن البناء قد لا يكون موجوداً عند تصميم المنظومة الجيوحرارية لتحديد طريقة استعمال منظومة التكييف.

يمكن بدرجة كافية من الدقة اعتبار أن الخطأ في عدد ساعات الحمل الكامل لا يتعدى 20% في حال التقدير النظري الصحيح لعدد الساعات حسب نوع البناء، بالعودة إلى المثال المحلول الفقرة (3-4) يتغير طول الحفر المطلوب في وضع التبريد بمقدار 4% عند تغير عدد ساعات الحمل الكامل بمقدار 20%. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p.p. 48-51)

يبين الجدول 1-4 ملخصاً لتأثير مختلف البدائل والتغيرات المتاحة على المنظومة الجيوحرارية.

الجدول 4-1، تأثير مختلف البدائل والتغيرات المتاحة على منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 50)

البدائل والتغيرات	المحاسن	المساوئ
زيادة درجة حرارة دخول الماء إلى وحدة المضخة الحرارية في وضع التبريد t_{wi}	تتناقص الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد L_c	تتناقص معدل فعالية الطاقة EER لوحدة المضخة الحرارية
إنقاص قطر أنبوب الـ HDPE ذي الشكل U	سهولة تركيب الأنابيب وانخفاض كلفة المتر الطولي للأنبوب	تزايد الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد L_c
زيادة التباعد بين الحفر	تتناقص الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد L_c	تزايد مساحة الأرض المطلوبة لتركيب الحلقة الأرضية
إنقاص التباعد بين الحفر	تتناقص مساحة الأرض المطلوبة لتركيب الحلقة الأرضية	تزايد الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد L_c
إنقاص معدل فعالية الطاقة EER لوحدة المضخة الحرارية	تتناقص كلفة وحدات المضخة الحرارية	تزايد الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد L_c
اعتماد التصميم على وجود مياه جوفية متحركة	تتناقص الطول المطلوب للحفر في وضع التبريد L_c	الحاجة لفحوص جيولوجية إضافية وعدم كفاية المعلومات وعدم الاستقرار
زيادة عدد الساعات المكافئة للحمل الكامل	زيادة أمان الحسابات	إمكانية زيادة طول المبادل الأرضي وبالتالي الكلفة التأسيسية دون الحاجة لذلك

4-1-6 مناقشة البدائل والتغيرات الممكنة في تصميم الحلقة الأرضية الشاقولية دون

تغيير معادلات التصميم:

عند استخدام بدائل التصميم يجب على المصمم الانتباه للنقاط التالية:

- تأثير وجود المياه الجوفية وحركتها على تصميم الحلقة الأرضية لم يدرس بشكل جيد بعد، وبالتالي يجب على المصمم الانتباه عند تقدير تأثيره على التصميم.

- يجب أخذ معدل فعالية الطاقة لوحدة المضخة الحرارية بعين الاعتبار عند القيام بعملية التصميم وذلك لتأثيره على معدل فعالية الطاقة للمنظومة الجيوتحرارية والطول المطلوب لمبادلات الحلقة الأرضية.
- تقل بدائل التصميم من الكلفة التأسيسية أو تقدم حلاً لعدم ملائمة التركيب في الموقع ولكنها تؤثر سلباً على الكلفة الاستثمارية.
- زيادة طول الحفر بشكل مبالغ يؤثر سلباً على الكلفة التأسيسية واستقرار المنظومة الجيوتحرارية لذلك يجب توخي الدقة عند إجراء الحسابات.
- زيادة الاستهلاك الكهربائي لمضخات تدفق الماء في الحلقة الأرضية دون مبرر ينعكس سلباً على معدل فعالية الطاقة للمنظومة الجيوتحرارية.
- يجب تجنب استخدام القواعد التجريبية لتصميم الحلقة الأرضية، إذ إن هذه القواعد تختلف من موقع لآخر. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 51)

2-4 البدائل والتغيرات الممكنة في تصميم الحلقة الأرضية الشاقولية مع انعدام بعض حدود معادلات التصميم:

إن طول الحفر المطلوب للحلقة الأرضية في وضع التبريد لمنظومات المضخات الجيوتحرارية الشاقولية L_c يكون أكبر من الطول المطلوب في وضع التدفئة L_h في معظم الحالات وذلك وفقاً للأسباب التي تم شرحها في الفقرة (3-5). عند تصميم الحلقة الأرضية لتحقيق الطول L_c سيكون طول المبادلات الشاقولية المفرط في وضع التدفئة مفيداً نتيجة لارتفاع معامل الأداء COP لوحدة المضخة الحرارية، كما يظهر الجدول 3-20 عند ارتفاع درجة حرارة دخول الماء t_{wi} إلى وحدة المضخة الحرارية، أما في وضع التبريد فسيكون الطول L_c متطلبات أحمال البناء بشكل مناسب وخاصة أن حسابه تم أساساً بالاعتماد على هذه الأحمال.

يعدّ اعتماد L_c لتصميم الحلقة الأرضية حلاً جيداً من ناحية تخفيض الاستهلاك الكهربائي ورفع المردود وبالتالي تخفيض الكلفة الاستثمارية للمنظومة الجيوتحرارية، وبقابل ذلك كلفة تأسيسية كبيرة نسبياً نتيجة لتصميم الحلقة الأرضية على الطول الأكبر. بالعودة للمثال المحلول الفقرة (3-4) يزيد الطول L_c عن الطول L_h بـ 1001 [m] أي أن كلفة الحفر وتركيب المبادلات الأرضية ستزيد بحوالي 57% فيما لو تم اعتماد الطول L_h لتصميم الحلقة الشاقولية الأرضية إضافة إلى زيادة الكلفة الناتجة عن تغيير تجهيزات الحفر وزيادة العمق.

إن استخدام برج تبريد مساعد لتعويض الزيادة في طول الحفر سيسمح باعتماد الطول L_h للحلقة الأرضية، ولكن إضافة البرج ستفرض زيادة تعقيد المنظومة وأعمال الصيانة المستقبلية بينما تتناقص الكلفة التأسيسية بنسبة تتعلق بالمناخ وطبيعة البناء.

تنتج القيمة Q_a عن عدم تساوي كميات الحرارة المتبادلة مع الأرض في وضعي التدفئة والتبريد، وغالباً ما تكون كمية الحرارة المنقولة في وضع التبريد أكبر من الكمية المستخلصة في وضع التدفئة (انظر الفقرة 3-5)، بالعودة إلى المعادلة (3-21) يلاحظ أن إنعدام Q_a يتطلب زيادة الحمل التصميمي في وضع التدفئة Q_{lh} وزيادة عدد ساعات الحمل الكامل $EFLH_h$ إلى الحد الذي تستخلص به كل الحرارة المنقولة إلى الأرض في وضع التبريد. ويمكن رفع قيم $EFLH_h$, Q_{lh} عن طريق استخدام المنظومة الجيوحرارية لتسخين كميات كبيرة من المياه (أحواض السباحة مثلاً) أو إضافة وحدة وشيعة مروحية- في وضع التدفئة- تستخلص الحرارة الزائدة من الأرض وتنقلها إلى الجو المحيط وسيتم شرح الطريقتين لاحقاً خلال هذا الفصل.

بالعودة إلى معادلات التصميم (3-2) و (3-3) و (3-26) و (3-27) يلاحظ أن معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Q_a يؤدي إلى زيادة الطول المطلوب للحفر في كلا الوضعين L_c , L_h وينقص الطول بنقصانه كما أن حساب تغير درجة حرارة جوف الأرض نتيجة التداخل الحراري بين الحفر t_p يتعلق بمعدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Q_a فقط وينعدم بانعدامه (انظر الفقرة 3-3-9). إن تعديل منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية بإضافة متممات تعدم Q_a (وبالتالي تعدم t_p) سيؤدي إلى تخفيض الطول المطلوب للحفر في كلا الوضعين ويبقى الطول المطلوب في وضع التبريد L_c أكبر من الطول في وضع التدفئة L_h مما يبقي على ميزة الاستفادة من الطول المفرط في وضع التدفئة لتحسين معامل الأداء COP كما ينخفض الاستهلاك الكهربائي لمضخات الحلقة الأرضية.

بمساواة Q_a و t_p للصفر والتعويض في المعادلتين (3-2) و (3-3) ينتج:
الطول المطلوب في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{(Q_{lc} - W_{dc})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}} \quad (1-4)$$

الطول المطلوب في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{(Q_{lh} - W_{dh})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}} \quad (2-4)$$

بمساواة Q_a و t_p للصفر والتعويض في المعادلتين (3-26) و (3-27) ينتج:
الطول المطلوب في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{(C_{fc} \times Q_{lc})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}} \quad (3-4)$$

الطول المطلوب في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{(C_{fh} \times Q_{lh})(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}} \quad (4-4)$$

تؤخذ القيمة Q_{lh} موجبة والقيمة Q_{lc} سالبة عند التعويض في المعادلات السابقة.

بالتعويض في المعادلتين (1-4) و (2-4) ينتج:

في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{(-100.2 - 25.8)(75.1 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2}} = 2258[m]$$

في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{(71.2 - 16.76)(75.1 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13 + 10}{2}} = 1289[m]$$

بالتعويض في المعادلتين (3-4) و (4-4) ينتج:

في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{(-1.24 \times 100.2)(75.1 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2}} = 2226[m]$$

في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{(0.8 \times 71.2)(75.1 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13 + 10}{2}} = 1348[m]$$

يؤدي إنعدام معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Q_a ودرجة الحرارة t_p إلى تخفيض طول الحفر

في وضع التبريد L_c بنسبة 22% وفي وضع التدفئة بنسبة 37% وسيبقى L_c أكبر من L_h .

بتغيير نوع الأنبوب من SDR9 إلى SDR11 (وسيتم ذكر مبرر ذلك لاحقاً خلال هذا الفصل)

والتعويض في المعادلتين (1-4) و (2-4) ينتج:

في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{(-100.2 - 25.8)(63.6 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2}} = 2146[m]$$

في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{(71.2 - 16.76)(63.6 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13 + 10}{2}} = 1229[m]$$

بالتعويض في المعادلتين (3-4) و (4-4) ينتج:

في حالة التبريد:

$$L_c = \frac{(-1.24 \times 100.2)(63.6 + 0.27 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{32 + 38}{2}} = 2117[m]$$

في حالة التدفئة:

$$L_h = \frac{(0.8 \times 71.2)(63.6 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{13+10}{2}} = 1286[m]$$

يؤدي تبديل نوع الأنبوب إلى SDR11 مع إنعدام معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض Q_a ودرجة الحرارة t_p إلى تخفيض طول الحفر في وضع التبريد L_c بنسبة 29% وفي وضع التدفئة بنسبة 43% وسيبقى L_c أكبر من L_h وبالتالي فإن جعل قيمة Q_a مساوية للصفر تؤدي غالباً إلى تغيير نوع الأنابيب المستعملة بأنابيب أقل كلفة وذات جودة انتقال حراري أكبر.

بالعودة إلى المعادلة (3-21) ينتج أنه لجعل قيمة Q_a مساوية للصفر يجب أن يتحقق الشرط:

$$C_{fc} \times Q_{lc} \times EFLH_c = C_{fh} \times Q_{lh} \times EFLH_h \quad (5-4)$$

أي يجب زيادة الحمل التصميمي في وضع التدفئة وزيادة عدد ساعات الحمل الكامل إلى المقدار الذي يؤدي إلى تحقيق الشرط في المعادلة (5-4).

بالعودة إلى المثال المحلول الفقرة (3-4) يكون مقدار الطاقة الواجب استهلاكه (إزالته من جوف الأرض) في وضع التدفئة حتى ينعدم معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض:

$$1.24 \times 100.2 \times 1250 - 0.8 \times 71.2 \times 480 = 127970 [KWh]$$

يتم اعتماد طريقتين أساسيتين لصرف (استهلاك) الطاقة الزائدة الواردة إلى الأرض نتيجة عدم الاتزان السنوي وهاتين الطريقتين مشروحتين فيما يلي:

4-2-1 صرف الطاقة الزائدة الواردة إلى الأرض بتبديدها إلى الجو المحيط دون

الاستفادة منها:

يتم صرف الطاقة الزائدة عن طريق ربط وحدة وشيعة مروحية بعد مبخر وحدة المضخة الحرارية على خط المرور الجانبي Bypass لتعمل في وضع التدفئة فقط، كما يظهر الشكل 4-1.

يدخل الماء القادم من الحلقة الأرضية بدرجة حرارة t_{wi} إلى وحدة المضخة الحرارية ويخرج منها بدرجة حرارة t_{wo1} بعد أن يفقد الماء الدافئ جزء من طاقته في المبخر، ثم تقوم وحدة الوشيعة المروحية بتبديد جزء من حرارة المياه إلى الجو المحيط لتضمن صرف الطاقة الزائدة الواردة إلى الأرض نتيجة عدم الاتزان السنوي وبالتالي تعود المياه إلى الأرض بدرجة حرارة t_{wo} . يعمل الصمام التناسبي الثلاثي على تنظيم كمية المياه الداخلة إلى وحدة الوشيعة المروحية ويضمن عملها بشكل مناسب كما يمنع عمل الوشيعة المروحية في ظروف عدم قدرتها على تبديد الحرارة أو بشكل تضيق فيه الحرارة إلى المنظومة بدلاً من تبديدها. يتم تحديد وضعية الصمام التناسبي الثلاثي عن طريق متحكم منطقية قابلة للبرمجة (PLC) Programmable Logic Controller وذلك بعد قياس درجات حرارة الماء والهواء وتحديد حالة المضخة الحرارية والمضخة وكمية الطاقة المبددة.

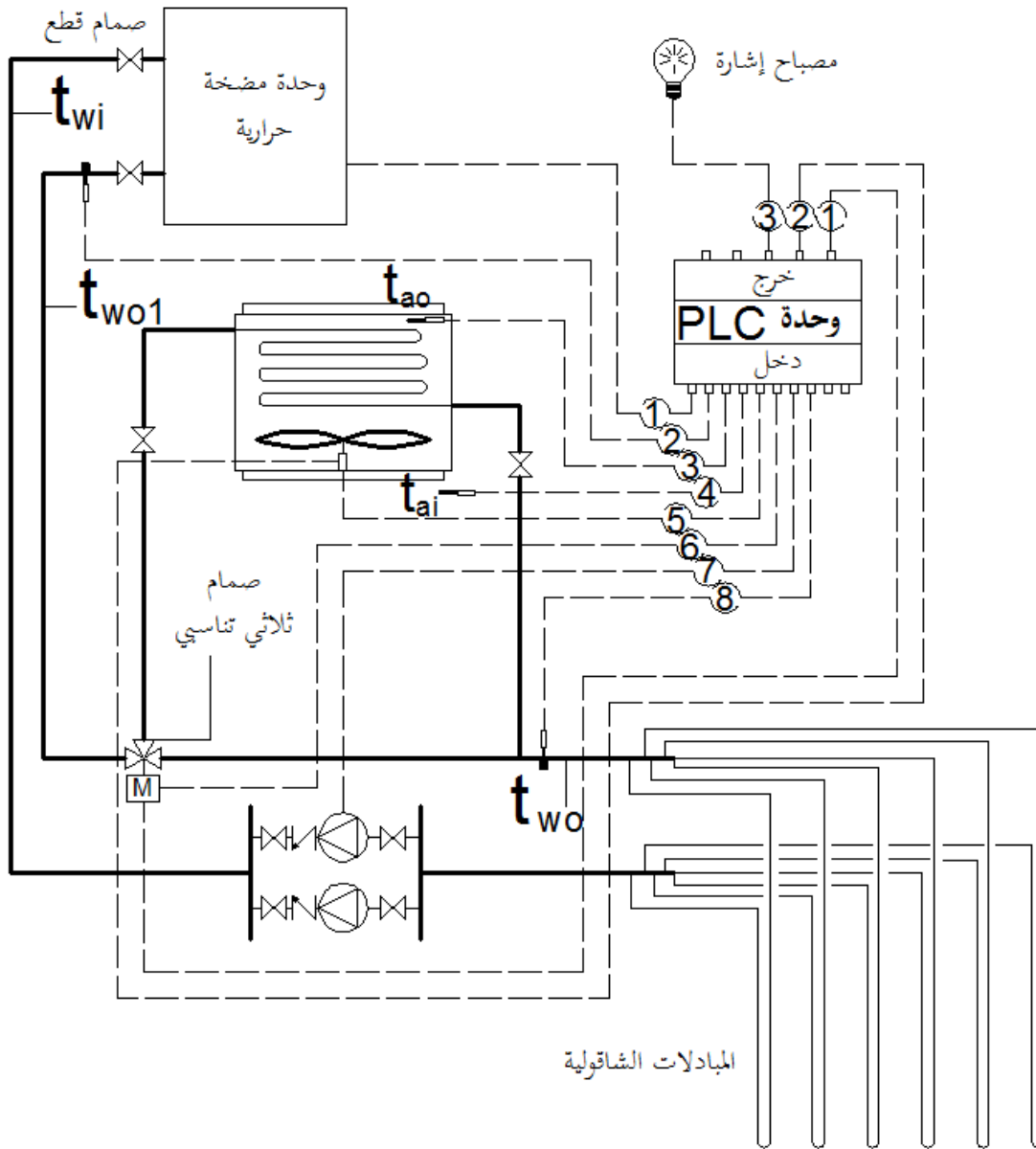
إن استخدام الوشيعة المروحية لتبديد الطاقة الزائدة المنقولة إلى الأرض يحقق ما يلي:

1- بساطة التركيب:

مما يؤدي إلى انخفاض أعمال الصيانة المستقبلية، إذ تتألف وحدة الوشيعية المروحية المبينة في الشكل 1-4 من غلاف يحتوي على مروحة ووشيعية نحاسية مريشة يمر خلالها الماء، يدخل الهواء الخارجي إلى الوشيعية بدرجة حرارة t_{ai} مساوية لدرجة حرارة الهواء الخارجي ويخرج منها بدرجة حرارة t_{ao} إلى الوسط المحيط، إذ يحدث بين الماء الموجود ضمن الوشيعية والهواء الخارجي انتقال محسوس للحرارة. إن تركيب الوشيعية المروحية ضمن المنظومة الجيوحرارية يعدّ عملية سهلة ولن تؤدي إلى زيادة تعقيد المنظومة مقارنة بالمنظومات الهجينة التي تقترح تركيب برج تبريد مثلاً.

2- الكلفة التأسيسية المنخفضة:

إن زيادة الكلفة التأسيسية نتيجة لإضافة الوشيعية المروحية يعد صغيراً مقارنة بالتوفير الكبير الحاصل في طول المبادلات الأرضية الشاقولية والذي يحققه إضافة الوشيعية للمنظومة الجيوحرارية.



الشكل 1-4، ربط وحدة وشيعية مروحية مع منظومة جيوحرارية شاقولية مغلقة ذات أداء مزدوج

3- الاستهلاك الكهربائي المنخفض:

لتقدير كمية الحرارة التي يمكن تبديدها أثناء عمل المنظومة في وضع التدفئة وتقدير قياس الوشيعية المروحية يتم حل المعادلتين التاليتين (2-4) و (3-31) حلاً مشتركاً ذلك للأنابيب SDR11 وتعويض طول الحلقة بطول وضع التبريد L_c فينتج:

$$2146 = \frac{(Q_1 + 71.2 - 16.76)(63.6 + 0.36 \times 174 + 108.7 \times 1.02)}{22 - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}}$$

$$t_{wo} = t_{wi} - \frac{Q_1 + 71.2 - 16.76}{4.18 \times 5.4}$$

لتقدير تأثير درجة حرارة دخول المياه t_{wi} يتم تعويضها بثلاثة قيم مختلفة: 13، 13.5، 14 [C°] وينتج عن حل المعادلتين حلاً مشتركاً لكل قيمة من القيم ما يلي:

Q_1 [KW]	t_{wo} [C°]	t_{wi} [C°]
36.3	10	14
41.7	9.2	13.5
48.3	8.5	13

يلاحظ من الجدول أنه مع ارتفاع درجة حرارة دخول المياه t_{wi} يرتفع معامل أداء وحدة المضخة الحرارية COP وتتنقص كمية الحرارة التي يمكن استخلاصها.

باختيار درجة حرارة دخول الماء 13 [C°] يمكن للمنظومة (الحلقة الأرضية) أن تعطي:

$$48.3 + 71.2 - 16.76 = 102.7 [KW]$$

إن عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة $EFLH_h = 480$ [Hour] على اعتبار مدة عمل المنظومة في وضع التدفئة 1584 [Hour] (سنة أشهر $\times 22$ يوماً في الشهر $\times 12$ ساعة في اليوم). الوشيعية المروحية ستعمل فقط عند عمل المنظومة للاستفادة من عمل مضخة الحلقة الأرضية في أوقات عمل المنظومة دون تشغيلها في أوقات أخرى، وبالحساب يظهر أن الوشيعية المروحية يجب أن تبذل 48.3 [KW] عند عمل المنظومة على حمل التدفئة التصميمي وتبذل طاقة أقصاها 94.9 [KW] عند عملها على الحمل الجزئي حتى ينعدم معدل انتقال الحرارة السنوي إلى الأرض.

درجة الحرارة التصميمية الخارجية شتاءً في دمشق -2 [C°] (حسب الكود السوري) بينما تكون درجة الحرارة الخارجية الوسطية خلال فصل الشتاء حوالي 3.5 [C°] ودرجة الحرارة الوسطية لسطح الوشيعية 10.8 [C°] في أوقات الحمل الجزئي لذلك يمكن تسخين الهواء حوالي 7 [C°] أي أن:

$$t_{ao} - t_{ai} = 7 [C°]$$

إذ إن:

t_{ai} : درجة حرارة دخول الهواء إلى الوشيعية المروحية (الهواء الخارجي) [C°].

t_{ao} : درجة حرارة خروج الهواء من الوشيعية المروحية (الهواء المسخن) [C°].

يؤخذ حمل الوشيعية 102.7 [KW] في أوقات الحمل الجزئي (بدلاً من 94.9 [KW]) وتضمن وحدة PLC مع الصمام التناسبي الثلاثي عمل الوشيعية على الحمل 48.3 [KW] في أوقات عمل المنظومة على حمل التدفئة التصميمي. ينتج أن معدل تدفق الهواء مساوٍ إلى 12.2 [m³/s] نتيجة التعويض بالمعادلة التالية:

$$m_a = \frac{Q_{coil}}{1.2(t_{ao} - t_{ai})} \quad (6-4)$$

إذ إن:

m_a : معدل تدفق الهواء [m³/s].

Q_{coil} : حمل التسخين للوشيعية [KW].

لحساب الاستهلاك الكهربائي للمروحة يتم التعويض بالمعادلة التالية:

$$W_{Fan} = \frac{m_a \Delta h_{Fan}}{\eta_{Fan} \eta_{Elc}} \quad (7-4)$$

إذ إن:

W_{Fan} : الاستطاعة الكهربائية المصروفة على المروحة [KW].

m_a : معدل تدفق الهواء [m³/s].

Δh_{Fan} : ضاغط المروحة [KPa].

η_{Fan} : مردود المروحة الميكانيكي.

η_{Elc} : المردود الكهربائي لمحرك المروحة.

باختيار ضاغط المروحة 35 [Pa] (عدم وجود فاقد ضغط سوى فاقد ضغط الوشيعية) والمردود الميكانيكي 0.7 والمردود الكهربائي 0.75 ينتج:

$$W_{Fan} = 0.8 [KW]$$

يلاحظ أن الاستهلاك الكهربائي لمروحة الوشيعية يساوي 4.7 % فقط من الاستهلاك الكهربائي لوحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة والذي يكافئ 1267 [KWh] خلال 1584 [Hour].

يقابل زيادة الاستهلاك الكهربائي في المنظومة الجيوحرارية نتيجة تشغيل وحدة الوشيعية المروحية تخفيض في استهلاك الكهرباء لمضخة (مضخات) الحلقة الأرضية وذلك نتيجة انخفاض طول مبادلات الحلقة الأرضية وما يقابل ذلك من انخفاض في ضياع الضغط ضمن الحلقة.

يلاحظ من المعادلتين (6-4) و (7-4) أنه يمكن تقليل الاستهلاك الكهربائي لمروحة الوشيعية مع:

- تناقص درجة الحرارة الخارجية: إذ يزداد الفرق بين درجة الحرارة الوسطية لسطح الوشيعية ودرجة

حرارة الجو الخارجي ويتناقص معدل تدفق الهواء m_a اللازم لتبريد الحرارة.

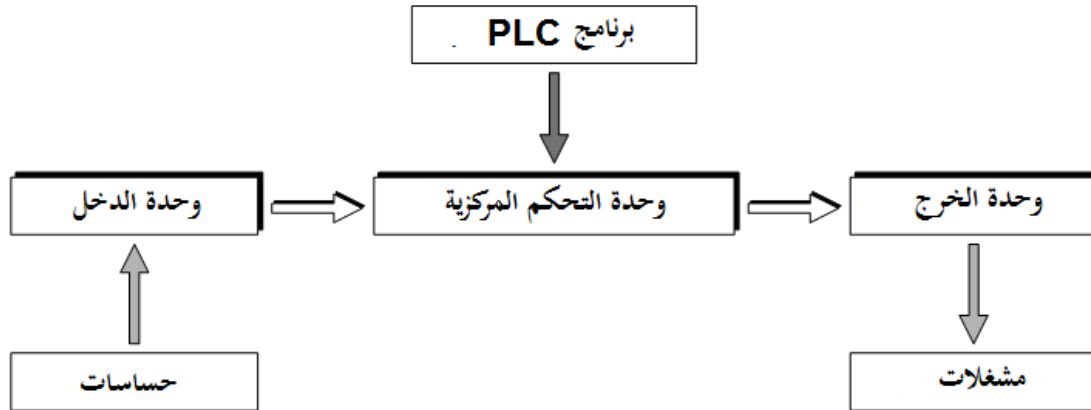
- تغيير نوع البناء: إذ يمكن أن تزداد عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة $EFLH_h$

ويتناقص حمل التسخين الوشيعية Q_{coil} ومعدل تدفق الهواء m_a . وفي هذه الحالة يمكن زيادة قيمة

t_{wi} وبالتالي رفع قيمة معامل الأداء COP وتخفيض الاستهلاك الكهربائي.

4- قابلية تبديد طاقة عدم الاتزان بأسلوب بسيط:

وينتج ذلك عن ارتفاع درجة حرارة المياه نسبة إلى درجة حرارة الجو المحيط مما يسمح بإعطاء الحرارة إلى الهواء باستخدام مروحة ووشية فقط دون الحاجة إلى وحدة مضخة حرارية. تعرف المتحكم المنطقية القابلة للبرمجة PLC بأنها الوحدة التي تقوم بالمعالجة المنطقية لعدد من إشارات الدخل (Input Signals) وتعطي عدداً من إشارات الخرج (Output Signals) وفقاً لبرنامج معين، لذلك فوحدة PLC هي جهاز حاسوب (Computer) مخصص لتحقيق وظائف تحكم معينة. يمكن لإشارات الدخل والخرج أن تكون من النوع الرقمي (Digital) أو النوع التمثيلي (Analogue)، ويبين الشكل 2-4 مخططاً توضيحياً لمكونات وطريقة عمل وحدة PLC. تقوم وحدة الدخل (Input module) بتلقي إشارات الدخل من الحساسات (Sensors) ونقلها إلى وحدة التحكم المركزية (Central control unit) وذلك بعد تحويلها إلى شكل يمكن وحدة PLC من التعامل معها. تقوم وحدة التحكم المركزية بمعالجة الإشارات الواردة من وحدة الدخل حسب برنامج PLC (PLC-program) المخزن في الذاكرة وتمرر الإشارات إلى وحدة الخرج (Output module) التي تقوم بتحويلها إلى شكل مناسب لعمل المشغلات (Actuators).



الشكل 2-4، مخطط توضيحي لوحدة PLC

(Bliesener, Ebel, Löffler, Plagemann, Regber, Terzi, et al, 2002)

يختلف عدد إشارات الدخل والخرج التي يمكن لوحدة PLC التعامل معها من بضعة إشارات إلى عدة مئات كما يمكن التمييز بين وحدات PLC المدمجة (Compact) التي تكون كل مكوناتها ضمن غلاف واحد وفق لترتيب معياري معين وبين الوحدات المجزئية (Modular) والتي يمكن تركيبها حسب الحاجة ويبين الشكل 3-4 نموذجاً لوحدة مدمجة PLC من أحد الشركات الصانعة. على الشكل 1-4 تظهر إشارات الدخل والخرج لوحدة PLC وهي:

إشارات الدخل:

1- إشارة دخل رقمية من وحدة المضخة الحرارية، تظهر وضعها (Heat pump mode)، وضع التبريد (Cooling mode) أو وضع التدفئة (Heating mode).

- 2- إشارة دخل تمثيلية تعطي مقدار درجة حرارة الماء t_{w01} عن طريق حساس موضوع بعد وحدة المضخة الحرارية وقبل الدخول إلى الوشيعية المروحية.
- 3- إشارة دخل تمثيلية تعطي مقدار درجة حرارة الهواء t_{a0} عن طريق حساس موضوع بعد الوشيعية المروحية.
- 4- إشارة دخل تمثيلية تعطي مقدار درجة حرارة الهواء t_{ai} عن طريق حساس موضوع قبل الوشيعية المروحية.
- 5- إشارة دخل رقمية تبين حالة المروحة (Fan status) سواء أكانت عاملة (On) أو غير عاملة (Off) ويمكن أن تؤخذ من تلامس مساعد لكونتاكتور (Contactor) أو حاكمة (ريليه).
- 6- إشارة دخل تمثيلية من مشغل الصمام الثلاثي التناسبي قيمتها (y) تتراوح بين 0 و 1 إذ يكون الصمام مغلقاً بشكل كامل عندما تكون قيمة (y) مساوية إلى الصفر وفي هذه الحالة لا يوجد دخول للماء إلى الوشيعية المروحية، ويكون الصمام مفتوحاً بشكل كامل عندما تكون قيمة (y) مساوية إلى 1 وبالتالي سيمر كامل تدفق الحلقة الأرضية ضمن الوشيعية المروحية.
- 7- إشارة دخل رقمية تبين حالة المضخة (Pump status) سواء أكانت عاملة (On) أو غير عاملة (Off) ويمكن أن تؤخذ من تلامس مساعد لكونتاكتور أو حاكمة (ريليه).
- 8- إشارة دخل تمثيلية تعطي مقدار درجة حرارة الماء t_{w0} عن طريق حساس موضوع بعد الوشيعية المروحية وقبل دخول الماء إلى جوف الأرض وذلك على الأنبوب الذي يمرر كامل تدفق الحلقة.



الشكل 3-4، نموذج لوحدة PLC مدمجة

إشارات الخرج:

- 1- إشارة خرج تمثيلية إلى مشغل الصمام الثلاثي التناسبي قيمتها (y) وتسبب تغير فتحة الصمام لأي قيمة بين القيمتين 0 (مغلق بشكل كامل) و 1 (مفتوح بشكل كامل).

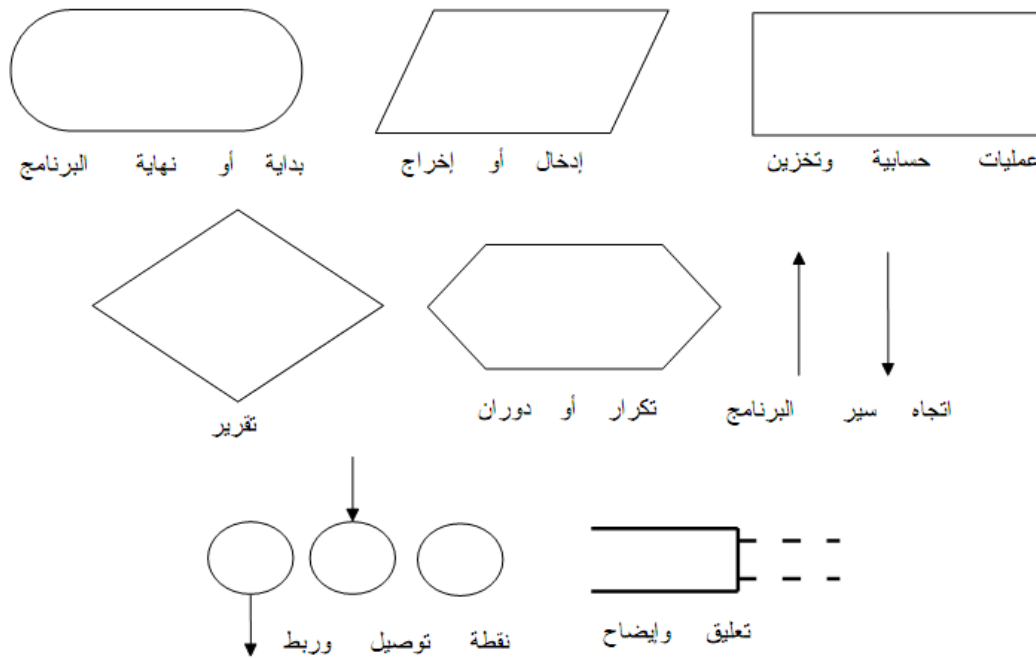
2- إشارة خرج رقمية إلى القلب المغناطيسي لكونتاكتور (أو ريليه) المروحة وتسبب عمل المروحة (On) أو إيقافها.

3- إشارة خرج رقمية تؤدي إلى تشغيل مصباح إشارة عند اكتمال عملية الموازنة أو تبديد الطاقة الزائدة المخزنة في جوف الأرض.

يبين الشكل 4-5 مخطط تدفق صندوقي (عام وتفصيلي) لبرنامج PLC اللازم لعمل منظومة المضخة الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP المبين في الشكل 4-1، ويبين الشكل 4-4 معنى الأشكال الاصطلاحية المستخدمة في المخطط الصندوقي.

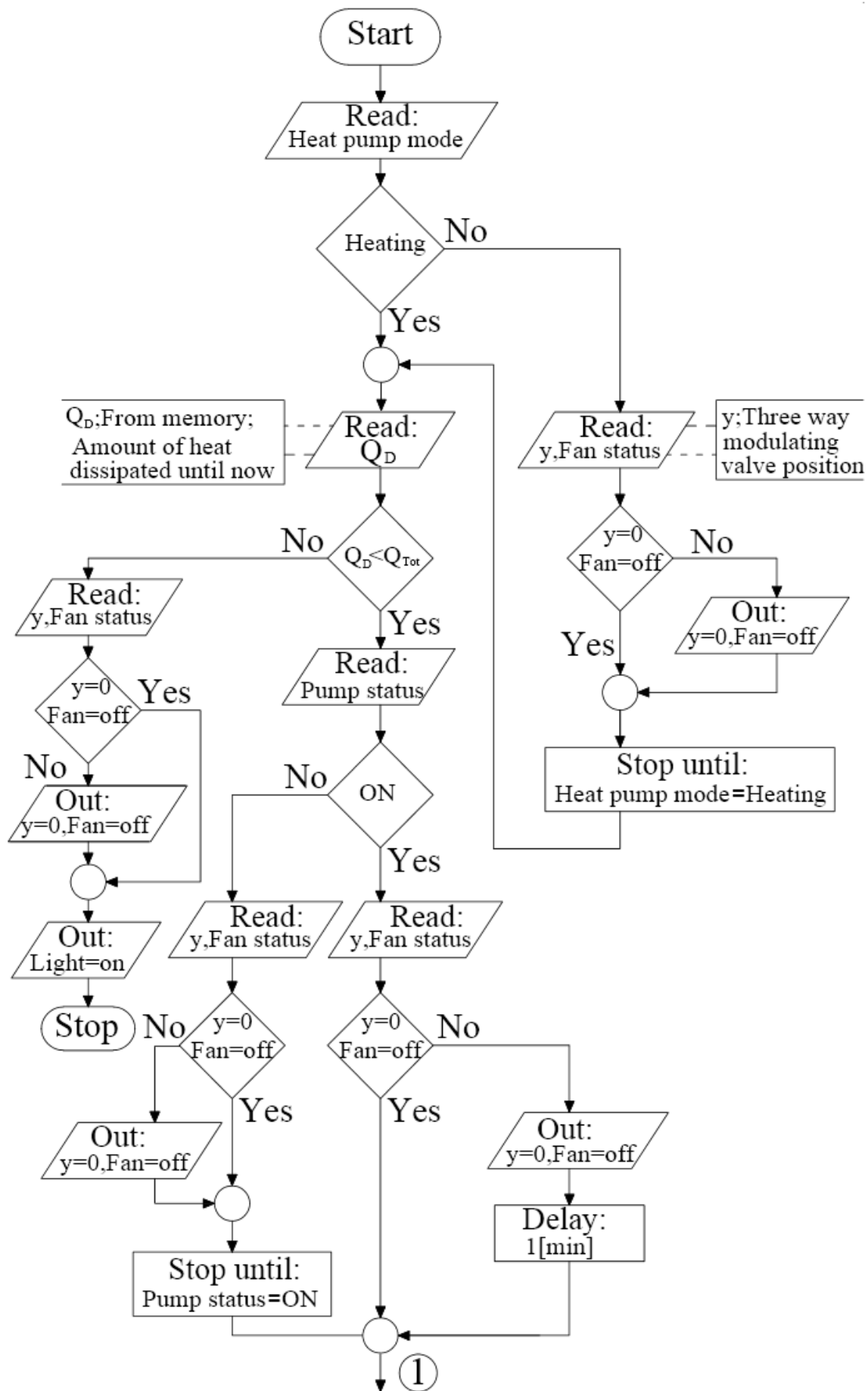
يظهر في مخطط التدفق الرموز والمصطلحات التالية:

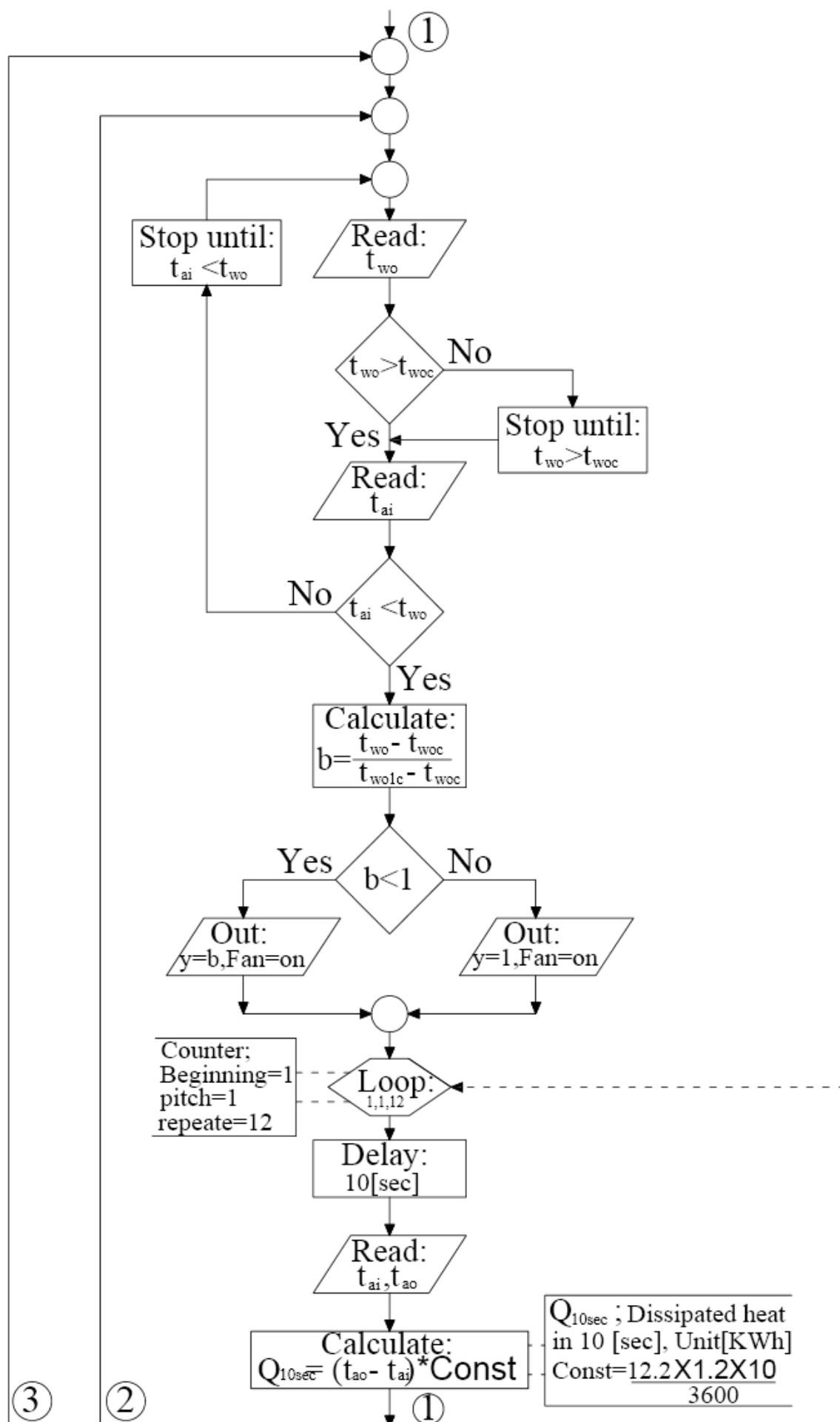
- Read: قراءة إشارة دخل معينة أو قيمة من الذاكرة.
- Out: إرسال أمر خرج معين.
- Delay: تأخير زمني.
- Stop until : توقف البرنامج بشكل مؤقت إلى حين تحقيق شرط معين.
- Calculate: عملية حساب تجري بالاعتماد على قيم إشارات الدخل.
- Loop: دوران لعدد من معين من المرات وبخطوة وبداية معينين.
- Add: إضافة قيمة محسوبة للذاكرة.
- Start: بداية.
- Stop: توقف.
- رقم ضمن دائرة: للمطابقة بين خطوط سير البرنامج في صفحة معينة والصفحة التي تليها.
- Q_{Tot} : القيمة الإجمالية للحرارة المخزنة في الأرض أو كمية حرارة عدم التوازن [KWh] وهي مقدار ثابت وتساوي للمثال المحلول في الفقرة (3-4) 127970 [KWh].
- Q_D : كمية الحرارة المطروحة إلى الجو الخارجي من بداية موسم التدفئة وحتى لحظة أخذ القياس [KWh].
- Q_{10sec} : كمية الحرارة المطروحة للجو الخارجي خلال 10 ثواني [KWh].
- t_{woc} : قيمة ثابتة تدل على درجة حرارة دخول الماء الصغرى المسموحة إلى جوف الأرض في وضع التدفئة وتساوي للمثال المحلول في الفقرة (3-4) 8.5 [C°]، إذ إن الانخفاض في درجة الحرارة تحت هذه القيمة يؤدي إلى تخفيض مردود وحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة وكذلك إمكانية حصول تجمد للمياه.
- t_{wo1c} : قيمة ثابتة تدل على أعلى درجة حرارة (ضمن الشروط التصميمية) يمكن الحصول عليها من الحلقة الأرضية في حال إيقاف وحدة المضخة الحرارية عن العمل وهي تساوي للمثال المحلول 13 [C°].

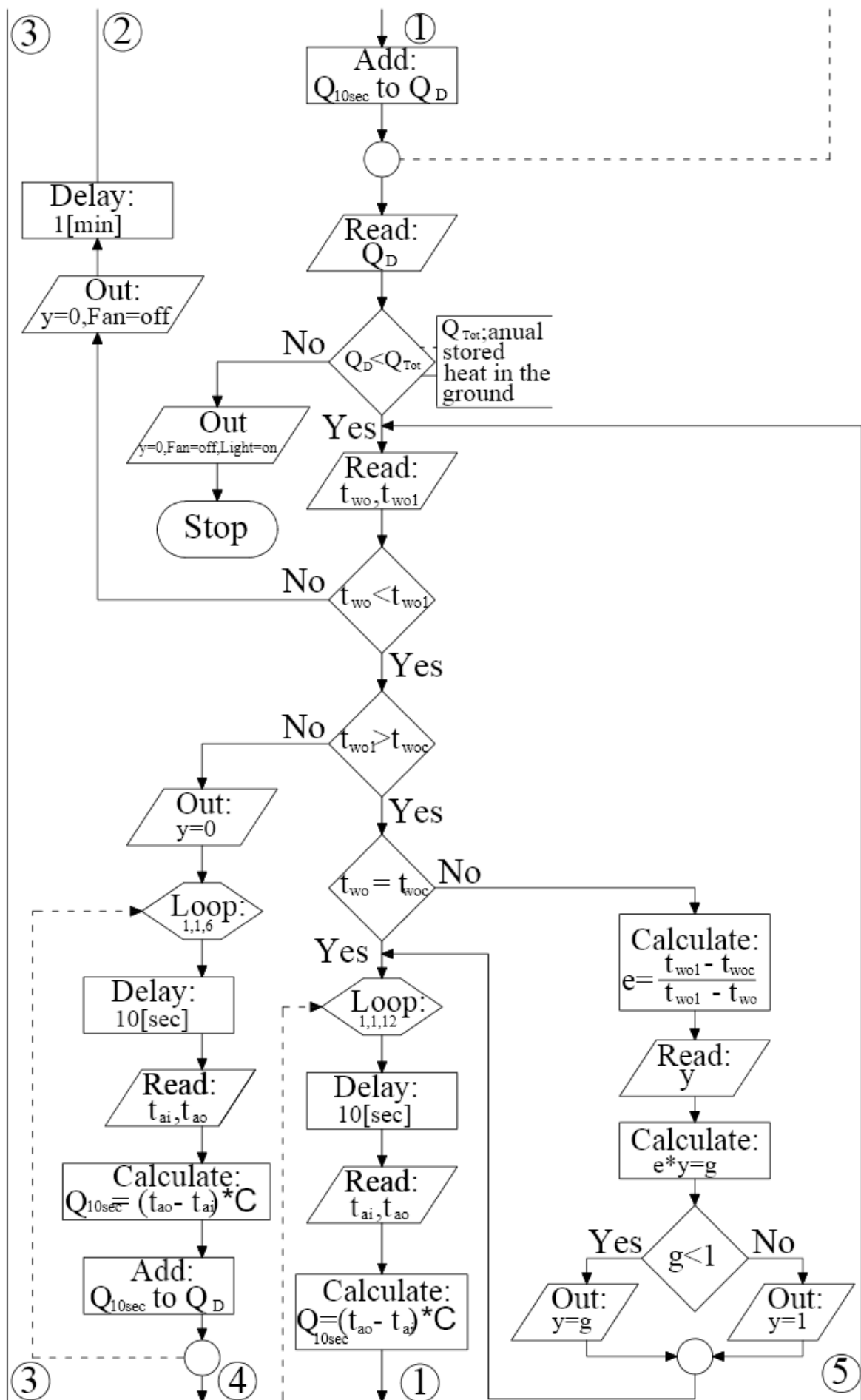


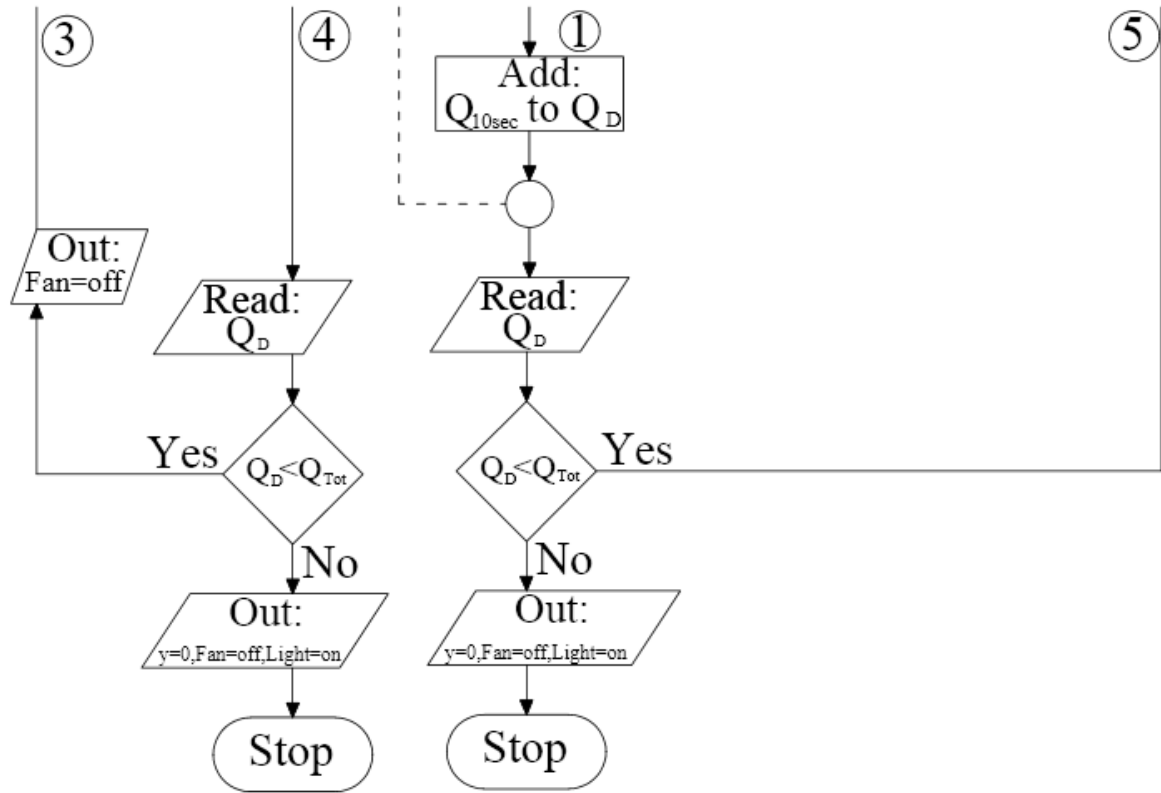
الشكل 4-4، الأشكال الاصطلاحية المستخدمة في مخططات التدفق الصندوقية
(برمجة الحاسب)

- يحقق البرنامج عمل الوشيعية المروحية بشكل مناسب، بالعودة إلى الشكل 4-6 يتبين أن المروحة لا تعمل عندما تعمل المنظومة في وضع التبريد، كما يتم التأكد من إغلاق الصمام التناسبي الثلاثي ($y=0$) لمنع امتصاص الحرارة عبر الوشيعية من الجو المحيط. في وضع التدفئة يتحقق ما يلي:
- يتم عند بداية تشغيل المنظومة في كل مرة التأكد أن الصمام مغلق، المروحة مطفأة وكمية الحرارة المنقولة إلى الجو المحيط في ذلك الفصل لم تتجاوز الحد Q_{Tot} .
 - لا تعمل المروحة في حالة إيقاف مضخة الحلقة الأرضية عن العمل.
 - لا تعمل المروحة أو يفتح الصمام إن كانت درجة حرارة المياه أخفض من الدرجة الحدية (t_{woc})، أو كانت درجة حرارة الهواء أكبر من درجة حرارة المياه ضمن الحلقة الأرضية.
 - يفتح الصمام لأول مرة بوضعية (y) تتناسب مع درجة حرارة المياه الخارجة t_{wo} .
 - يتم بعد فتح الصمام الثلاثي وعمل المروحة، أخذ قياسات درجات الحرارة كل دقيقتين والتأكد من عدم هبوط درجة الحرارة دون المسموح أو عدم حصول امتصاص للحرارة من الجو المحيط. تحسب كمية الحرارة المستخلصة من الأرض كل عشر ثواني (يفترض ثبات درجات الحرارة t_{ai} و t_{ao} خلال هذا الزمن) وتضاف جبرياً لذاكرة PLC، كما يتم تعديل وضعية الصمام الثلاثي بالتناسب مع الظروف المحيطة في كل قياس. عند عدم مناسبة الشروط يغلق الصمام وتحسب كمية الحرارة المستخلصة خلال فترة الإغلاق 1min ثم تطفئ المروحة ويتوقف العمل إلى حين عودة درجات الحرارة للقيم المطلوبة.
 - عند تساوي كمية الحرارة المستخلصة مع Q_{Tot} تطفئ المروحة ويغلق الصمام ويضاء مصباح الإشارة، إذ يتم في موسم التدفئة اللاحق ضبط (Reset) وحدة PLC من جديد.









ملاحظات:

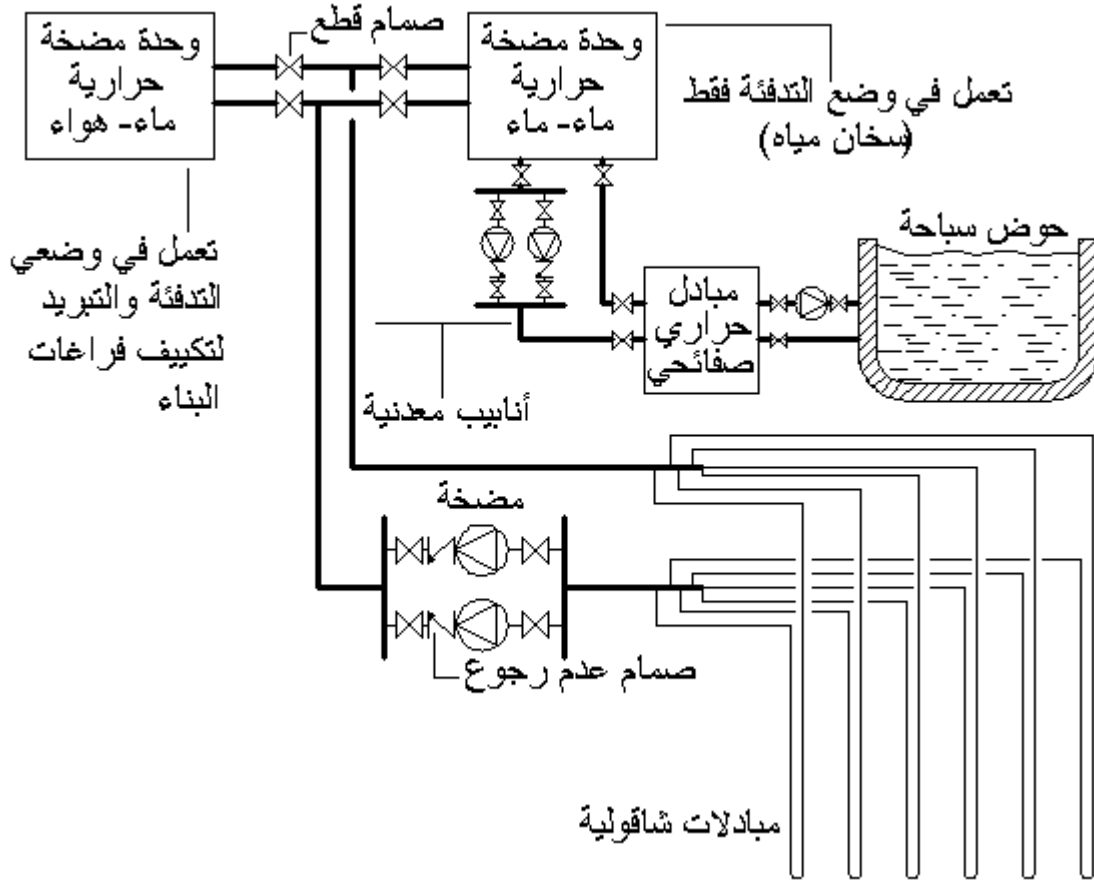
قد لا تكون كمية الحرارة Q_{Tot} المحسوبة نظرياً مطابقة للحرارة الفعلية التي يتم طرحها سنوياً إلى الأرض. يمكن باستخدام المتحكم المنطقية PLC حساب Q_{Tot} الفعلية خلال سنة كاملة من التشغيل ومن ثم تعطى هذه القيمة إلى وحدة PLC كقيمة مرجعية في السنة اللاحقة.

4-2-2 صرف الطاقة الزائدة الواردة إلى الأرض بالاستفادة منها في تسخين المياه:

يمكن الاستفادة من الطاقة الزائدة المنتقلة إلى جوف الأرض في وضع التبريد، لأغراض مفيدة في وضع التدفئة، إذ يتم زيادة عدد ساعات الحمل الكامل $EFLH_h$ وزيادة حمل التدفئة التصميمي إلى الحد الذي تتعدم فيه حرارة عدم التوازن السنوية Q_{Tot} . إذ يضاف وحدة مضخة حرارية ماء- ماء (سخان مياه) بدلاً من الوشيع المروحية . تستفيد هذه الوحدة من اعتدال درجة حرارة المياه الآتية من جوف الأرض للحصول على معامل أداء COP مرتفع وتحقيق تخفيض في الاستهلاك الكهربائي. بالعودة للمثال المحلول (3-4)، يجب على سخان المياه أن يؤمن استطاعة تدفئة تبلغ 100 [KW] طوال فترة التشغيل حتى يتم إزالة كمية الحرارة Q_{Tot} ، مما يجعل استخدام المنظومات محصوراً في الأبنية التي تحتاج إلى كميات كبيرة من ماء الاستخدام الساخن والتي تحوي أحواضاً للسباحة. يظهر الشكل 4-6 نموذجاً لمنظومة VGCHP مع إضافة وحدة مضخة حرارية ماء- ماء، تستخدم لتسخين مياه حوض سباحة.

ينطوي استخدام مضخة حرارية ماء - ماء كجزء إضافي في منظومات VGCHP على زيادة متطلبات الصيانة المستقبلية وإضافة تعقيدات تحكمية للمنظومة.

يمكن أن يتم استهلاك الطاقة Q_{Tot} قبل انتهاء موسم التدفئة، مما يتطلب وجود منظومة تدفئة إضافية ويرفع ذلك من الكلفة التأسيسية، وقد لا يتم استهلاك Q_{Tot} خلال موسم التدفئة مما ينعكس سلباً على معدل فعالية الطاقة EER للمنظومة في وضع التبريد.



الشكل 4-6، منظومة VGCHP مع وحدة مضخة حرارية ماء-ماء إضافية لتسخين

مياه حوض سباحة

3-4 مضخات وأنابيب الحلقة الأرضية في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج:

يرتفع مردود منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP في حالات العمل على الحمل الكامل إن تحقق ما يلي:

- تصميم الحلقة الأرضية مناسب من ناحية الأطوال.
 - الاستطاعة الكهربائية اللازمة لمضخة الحلقة الأرضية صغيرة نسبياً.
 - وحدة المضخة الحرارية (ماء - هواء) ذات معدل فعالية طاقة مرتفع.
- ويتحسن أداء المنظومة الجيوحرارية أكثر في حالات الحمل الجزئي نتيجة اقتراب درجة حرارة المياه الداخلة إلى وحدة المضخة الحرارية t_{wi} من درجة حرارة الأرض t_g .

4-3-1 تأثير الاستطاعة الكهربائية المستهلكة في مضخة الحلقة الأرضية على معدل فعالية الطاقة للمنظومة الجيوتحرارية:

تحتسب الاستطاعة الكهربائية المصروفة على مضخة الحلقة الأرضية من المعادلة:

$$W_{Pump} = \frac{m \cdot \Delta h}{\eta_{Pump} \eta_{Elc}} \quad (8-4)$$

إذ إن :

W_{Pump} : الاستطاعة الكهربائية المصروفة على مضخة الحلقة الأرضية [KW].

m : معدل تدفق الماء في الحلقة الأرضية [m³/s].

Δh : فواقد الضغط ضمن الحلقة الأرضية [KPa].

η_{Pump} : مردود المضخة الميكانيكي.

η_{Elc} : المردود الكهربائي لمحرك المضخة .

بالعودة إلى المثال المحلول الفقرة (3-4) وبالاستعانة بالمعادلة (4-8) يتم حساب الاستطاعة الكهربائية المصروفة على المضخة في حالتين:

- الحالة الأولى: معدل التدفق 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة المضخات الحرارية المركبة وفاقده الضغط للحلقة الأرضية 300 [Kpa].

- الحالة الثانية: معدل التدفق 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية وفاقده الضغط للحلقة الأرضية 150 [Kpa].

يؤخذ مردود المضخة الميكانيكي η_{Pump} مساوياً إلى 0.7 ومردود المحرك الكهربائي للمضخة η_{Elc} مساوياً إلى 0.8 لكلا الحالتين.

بتعويض الحالة الأولى في المعادلة (4-8) ينتج:

$$W_{Pump} = \frac{0.006 \times 300}{0.7 \times 0.8} = 3.2 [KW]$$

يؤخذ الاستهلاك الكهربائي لوحدة المضخة الحرارية عند حمل التبريد التصميمي $PLF_d \times W_{HPc}$ من الجدول 3-21 ويساوي إلى 25.77 [KW] ويضم الاستهلاك الكهربائي لضواغط وحدات المضخة الحرارية ومراوحها. كما يمكن حساب الاستهلاك الكهربائي لوحدة المضخة الحرارية بدقة مقبولة من المعادلة:

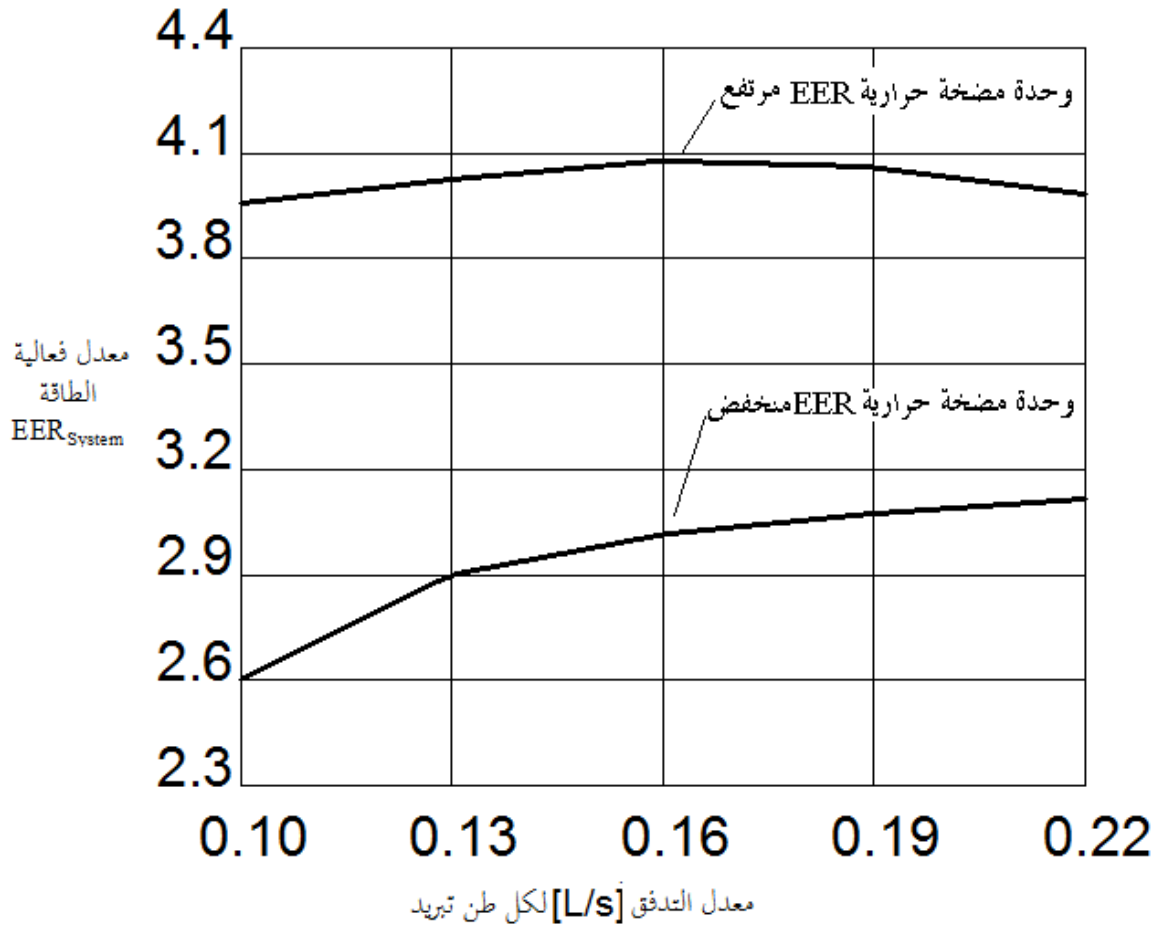
$$PLF_d \times W_{HPc} = \frac{q_{lc}}{EER} \quad (9-4)$$

إذ يصحح معدل فعالية الطاقة EER من الجدول 3-19 نتيجة تغير قيمة التدفق مع الانتباه أن قيم التدفق في الجدول 3-18 مقابلة لكل طن تبريد من الاستطاعة المركبة. وبالتالي يمكن حساب معدل فعالية الطاقة لمنظومة المضخة الجيوتحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج كما يلي:

$$EER_{System} = \frac{100.2}{25.77 + 3.2} = 3.46$$

ينتج أن معدل فعالية الطاقة لمنظومة المضخة الجيوحرارية EER_{System} أخفض من معدل فعالية الطاقة للمضخة الحرارية EER بمقدار 19%.

ينخفض تأثير الاستهلاك الكهربائي لمضخة الحلقة الأرضية على معدل فعالية المنظومة EER_{System} بتخفيض قيمة التدفق وما ينتج عنه من تخفيض لقيمة فاقد الضغط في الحلقة الأرضية، وهو الأمر الذي تمثلته الحالة الثانية باعتبار قيمة تدفق 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية بدلاً من استطاعة المضخات الحرارية. إن زيادة قيم التدفق عن 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية لها تأثير قليل على قيمة EER للمضخات الحرارية ماء- هواء. يظهر الشكل 4-7 تأثير زيادة قيمة التدفق على معدل فعالية الطاقة للمنظومة EER_{System} ، يلاحظ من الشكل أن زيادة معدل التدفق ستؤدي إلى تخفيض EER_{System} في المنظومات التي تحوي وحدات مضخة حرارية ذات معدل فعالية طاقة مرتفع كما تؤدي إلى تحسين EER_{System} في المنظومات التي تحوي وحدات مضخة حرارية ذات معدل فعالية طاقة منخفض وهي المضخات الحرارية التي لا يوصى باستخدامها في المنظومات الجيوحرارية. يعتمد الشكل 4-7 على مردود ميكانيكي للمضخة η_{Pump} مساوي إلى 0.7 ومردود كهربائي لمحرك المضخة η_{Elc} مساوياً إلى 0.8 وقيم فاقد الضغط للحلقة الأرضية 140 [KPa].



الشكل 4-7، تغير معدل فعالية الطاقة لمنظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج مع تغير معدل التدفق في الحلقة الأرضية (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 53)

بتعويض الحالة الثانية في المعادلة (4-8) ينتج:

$$W_{Pump} = \frac{0.005 \times 150}{0.7 \times 0.8} = 1.3 [KW]$$

وبالتالي يكون:

$$EER_{System} = \frac{100.2}{25.77 + 1.3} = 3.7$$

ينتج أن معدل فعالية الطاقة لمنظومة المضخة الجيوحرارية EER_{System} أخفض من معدل فعالية الطاقة للمضخة الحرارية EER بمقدار 9% فقط وذلك على اعتبار أن الحسابات تتم عند عمل المنظومة على الحمل الكامل، أما عند العمل على الحمل الجزئي فإن فعالية المضخات الحرارية ستزداد نتيجة اقتراب درجة حرارة دخول الماء t_{wi} من درجة حرارة الأرض t_g .

4-3-2 تأثير زمن تشغيل المضخة على الطاقة المستهلكة:

أحد طرق تصميم الحلقات الأرضية الشاقولية تعتمد على تشغيل المضخات بشكل مستمر (طوال السنة) وذلك بهدف تخفيض الكلفة التأسيسية إذ تزول الحاجة لوجود منظومة تحكم بالمضخات. لمعرفة تأثير التشغيل المستمر للمضخات يتم حساب الطاقة الكهربائية المستهلكة في كلا الحالتين المذكورتين في الفقرة 4-3-1 عند تشغيل مضختين بشكل متناوب لتحريك المياه في الحلقة الأرضية على مدار السنة.

للحالة الأولى $W_{Pump} = 3.2 [KW]$ وبالتالي فإن الطاقة المستهلكة على مدار السنة تساوي:

$$W_{Pumphpy} = W_{Pump} \times h_{py} = 3.2 \times 8760 = 28032 [KWh]$$

للحالة الثانية $W_{Pump} = 1.3 [KW]$ وبالتالي فإن الطاقة المستهلكة على مدار السنة تساوي:

$$W_{Pumphpy} = W_{Pump} \times h_{py} = 1.3 \times 8760 = 11388 [KWh]$$

تستهلك المضخات الحرارية لتشغيل الضواغط والمراوح خلال عدد الساعات المكافئة للحمل الكامل (بالعودة إلى المثال المحلول الفقرة 4-3):

في وضع التبريد:

$$W_{HPc.EFLHc} = W_{HPc} \times EFLH_c = 25.77 \times 1250 = 32212 [KWh]$$

في وضع التدفئة:

$$W_{HPH.EFLHh} = W_{HPH} \times EFLH_h = 16.76 \times 480 = 8045 [KWh]$$

وتكون الطاقة الكهربائية الكلية المستهلكة على مدار السنة مساوية إلى 40257 [KWh].
إن نسبة الطاقة الكهربائية المستهلكة في مضخة الحلقة الأرضية إلى الطاقة المستهلكة في وحدات المضخة الحرارية للمنظومة الجيوحرارية الشاقولية في الحالة الأولى تساوي 70% وفي الحالة الثانية 28%، مما يعكس الهدر الكبير للطاقة في حال تشغيل المضخات بشكل مستمر وضرورة التحكم بعملها وتحديد زمن التشغيل في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية الأرضية ذات الأداء المزدوج. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 53)

3-4-3 المعايير الأساسية لحساب واختيار أنابيب ومضخات الحلقة الأرضية:

إن التصميم الجيد للحلقة الأرضية في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج يتطلب تقليل الاستهلاك الكهربائي لمضخات الحلقة دون التأثير على فعالية التبادل الحراري بين الأنابيب الشاقولية والأرض. يظهر الشكل 4-7 أن التدفق الأمثل للمضخات يجب أن يقع بين 0.16 إلى 0.19 [L/s] لكل طن من استطاعة التبريد التصميمية.

يعطي الجدول 4-2 مؤشراً على جودة اختيار مضخات الحلقة الأرضية من ناحية استهلاك الطاقة الكهربائية عن طريق ربط الاستهلاك الكهربائي للمضخات بالطن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية. بالعودة إلى الفقرة 4-3-1 يكون الاستهلاك الكهربائي للمضخة في الحالة الأولى من الدرجة (D) أي أن التصميم ضعيف من ناحية فعالية الطاقة وفي الحالة الثانية من الدرجة (A) أي أن التصميم ممتاز من ناحية فعالية الطاقة.

الجدول 4-2، التحقق من جودة اختيار مضخات الحلقة الأرضية عند معدل التدفق

0.16 إلى 0.19 [L/s] لكل طن من استطاعة التبريد التصميمية

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 54)

الوصف	الدرجة	استهلاك المضخة الكهربائي لكل طن تبريد [طن تبريد/ W]
ممتاز	A	أصغر من 50
جيد	B	50 إلى 75
متوسط	C	75 إلى 100
ضعيف	D	100 إلى 150
سيء	F	أكبر من 150

إن الحصول على الدرجات العالية (A, B) المبينة في الجدول 4-2 يتطلب تحقيق الأمور التالية:

- 1- أن لا يزيد معدل التدفق عن 0.19 [L/s] لكل طن تبريد من استطاعة التبريد التصميمية.
- 2- فاقد الضغط لأنابيب HDPE أصغر ما يمكن (الجدول 4-3 و 4-4 و جداول فواقد الضغط لأنابيب HDPE).
- 3- مردود المضخة عند نقطة التشغيل لا يقل عن مردودها الأعظمي بأكثر من 5%.
- 4- يجب يحقق المحرك الكهربائي للمضخة مردوداً مرتفعاً.
- يجب أن لا يتجاوز فاقد الضغط لمبادل وحدة المضخة الحرارية من ناحية الماء 36 [Kpa].
- 5- اختيار صمامات المنظومة التي تحقق فواقد ضغط منخفضة.
- 6- عدم استخدام مانع التجمد إلا عند الحاجة واستخدامه بكميات مناسبة.
- 7- تحديد عدد الحلقات الأرضية بشكل مناسب لطبيعة البناء.

إن زيادة سرعة الماء ضمن أنابيب الحلقة الأرضية لا يسهم كثيراً في زيادة الفعالية طالما أن الجريان ضمن الأنابيب ليس جرياناً صفائحيّاً، إذ إن حدوث الجريان الصفائحي سيؤثر على جودة الانتقال الحراري وخاصة في وضع التبريد ($L_c > L_h$). تتخفض لزوجة الماء المار في الحلقة الأرضية في وضع التبريد نتيجة ارتفاع درجة الحرارة في ساعات عمل المنظومة على حمل التصميم مما يؤدي إلى زيادة عدد رينولدز (Re) وتبتعد حالة الجريان عن الجريان الصفائحي حتى في حالات إضافة مادة مانعة للتجمد، وعند عمل المنظومة على الحمل الجزئي تزداد اللزوجة وقد تتحول حالة الجريان إلى صفائحي، ولكن ذلك لن يؤثر على فعالية المنظومة طالما أن طول الحفر L_c يعدّ مفرطاً في حالات عمل المنظومة على الحمل الجزئي.

لتخفيض معامل الفقد نتيجة الدارة القصيرة F_{sc} يتم تقليل عدد المبادلات المتفرعة للحلقة الأرضية، وذلك بوصل مبادلات الحفر الشاقولية على التسلسل ثم وصلها على التفرع إلى الأنبوب أو المجمع الرئيسي في الحلقة الأرضية (كما تم شرحه في الفقرة 3-3-3)، ويتم الاستعانة بالجدول 3-4 لمعرفة عدد المبادلات الشاقولية التي يمكن وصلها على التسلسل دون زيادة كبيرة في الاستهلاك الكهربائي لمضخة الحلقة الأرضية.

بالعودة إلى المثال المحلول الفقرة (3-4) يتم تخفيض الاستهلاك الكهربائي لمضخة الحلقة الأرضية عندما يقع مجال عدد المبادلات المتفرعة بين 30 (الناتج عن تقسيم 2761 على 91) وبين 15 (الناتج عن تقسيم 2761 على 184) ويكون عدد المبادلات المتفرعة في المثال المحلول مساوياً إلى 14 (الناتج عن تقسيم 28 حفرة على 2) ويعدّ التصميم جيداً من ناحية الاستهلاك الكهربائي لمضخة الحلقة الأرضية.

يعطي الجدول 4-4 توصيات لتحديد قيم فواقد الضغط للمتر الطولي في الخطوط الرئيسية والمجمعات للحلقة الأرضية وتأثير ذلك على استهلاك الطاقة الكهربائية في مضخة الحلقة الأرضية. يستخدم الجدول 4-4 بالاستعانة بالأشكال والجدول التالية:

- الشكل 4-8 يعطي فاقد الضغط للمتر الطولي من الأنابيب عند 15 $[C^0]$ بمعرفة قيمة التدفق ويستخدم للأقطار الصغيرة (القطر الاسمي DN من 16 حتى 75 [mm])، كما يستخدم لأنواع HDPE المختلفة (SDR9, SDR11...) وذلك بالاستعانة بقيمة الضغط PN ومقارنتها بقيمة ضغط التشغيل الأعظمي الذي يتحمله النوع المطلوب عند درجة الحرارة 23 $[C^0]$ (شرح عن أنواع أنابيب HDPE وطريقة تصنيفها في الملحق 1).

الشكل 4-9 يعطي فاقد الضغط للمتر الطولي من الأنابيب عند 15 $[C^0]$ بمعرفة قيمة التدفق ويستخدم للأقطار الكبيرة (القطر الاسمي DN من 90 حتى 900 [mm]) للنوع SDR17 من أنابيب HDPE.

- الشكل 4-10 يستخدم للأقطار الكبيرة للنوع SDR13.5 من أنابيب HDPE.
- الشكل 4-11 يستخدم للأقطار الكبيرة للنوع SDR11 من أنابيب HDPE.

- الشكل 4-12 يستخدم للأقطار الكبيرة للنوع SDR9 من أنابيب HDPE.
- يمكن الاستعانة بالجدول 4-5 لحساب فاقد الضغط للمتر الطولي من أنابيب SDR11.
- ويستخدم الشكلين 4-13 و 4-14 لحساب معاملات التصحيح في فواقد الضغط عند استخدام غلايكول البروبيلين وغلايكول الإيثيلين كمواضع مانعة للتجمد أو عند تغيير درجة حرارة الماء إذ يضرب معامل التصحيح الناتج من الشكل مع قيم فواقد الضغط الناتجة عند استخدام الماء النقي بدرجة حرارة 15 [C°].

الجدول 4-3، توصيات وصل المبادلات الشاقولية على التسلسل في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 55)

طول الحفر لكل مبادل متفرع عن المجمع أو الأنبوب الرئيسي للحلقة الأرضية الشاقولية [m]			
استهلاك الطاقة للمضخة (التعليق)			القطر الاسمي للأنبوب U [mm],[in]
عالي (التصميم ضعيف)	متوسط (التصميم مقبول)	قليل (التصميم ممتاز)	
فوق 76	حتى 76	30 إلى 61	20,3/4"
فوق 107	حتى 107	46 إلى 91	25,1"
فوق 182	حتى 182	76 إلى 152	32,11/4"
فوق 304	حتى 304	91 إلى 184	40,11/2"

يمكن الاستعانة بالشكل 3-4 والفقرة 3-4 لفهم أهمية الجدول وطريقة استخدامه .

يتجمع الهواء والترسبات ضمن المبادلات الشاقولية أثناء تركيب وتشغيل المنظومة مما يسيء إلى الفعالية، لذلك يجب إضافة مضخات للحلقة الأرضية تقوم بعملية التدفق المفاجئ (Flushing) للتخلص من الهواء والمواد المترسبة ضمن الحلقة الأرضية. يجب أن تتم عملية التدفق المفاجئ دون التأثير على ضغط تعبئة الحلقة الأرضية ودون السماح بدخول الهواء، وتجري العملية خلال فترات محددة و لجزء من الحلقة الأرضية مكافئ إلى 10-20 طن تبريد مما يستلزم إضافة صمامات قطع على بعض المبادلات الشاقولية. يوضع عادة صمام عدم رجوع لمنع عودة السائل من الحلقة الأرضية إلى فرع التعبئة و يوضع حساس يكشف عن عمليات التعويض غير الاعتيادية في حال وجود تسريب في الشبكة، كما يجب إجراء فحص لتركيز مانع التجمد قبل التشغيل الشتوي للتأكد أن عمليات التعويض لم تخفف من تركيزه. (McQuay air conditioning, 2008)

إن طبيعة انتقال الحرارة من المبادلات الأرضية إلى الأرض تسمح بعدم توازن الجريان بين المبادلات الموصولة على التفرع ضمن حدود معينة دون أن يؤثر ذلك على كمية الحرارة المتبادلة مع الأرض. إن استخدام صمامات التوازن للمبادلات الشاقولية أو استخدام أنبوب رئيسي للماء الراجع بشكل

معكوس لن يكون ضرورياً إن لم يتعدى عدم التوازن في معدل التدفق بين المبادلات الموصولة على التفرع (التوازي) نسبة 15%. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 55)

الجدول 4-4، فواقد الضغط الموصى بها للأنابيب الرئيسية والمجمعات في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 55) VGCHP

فاقد الضغط [Pa/m]			
استهلاك الطاقة للمضخة (التعليق)			نوع الأنابيب
عالي (التصميم ضعيف)	متوسط (التصميم مقبول)	قليل (التصميم ممتاز)	
أكبر من 500	300 إلى 500	100 إلى 300	الرئيسية والمجمعات
أكبر من 1000 احتمال صدور ضجيج	500 إلى 1000 احتمال صدور ضجيج	200 إلى 500	الخطوط المتفرعة لوحدات المضخة الحرارية

يتعلق اختيار نوع أنبوب HDPE بقيمة ضغط التشغيل الذي يتحمله (الملحق 1) عند أعلى درجة حرارة للمياه التي تمر في الحلقة الأرضية، وعلى سبيل المثال تكون هذه القيمة عند درجة حرارة 20 [C°] مساوية إلى:

$$\text{SDR17} = 6.9 \text{ [bar]}, \text{SDR13.5} = 8.8 \text{ [bar]}, \text{SDR11} = 11.0 \text{ [bar]}, \\ \text{SDR9} = 13.8 \text{ [bar]}$$

يحسب ضغط التشغيل الأعظمي المؤثر على أنابيب الحلقة الأرضية كما يلي:

$$P_w = P_0 + \frac{L_{\max}}{10} + 0.5\Delta h \quad (10-4)$$

إذ إن:

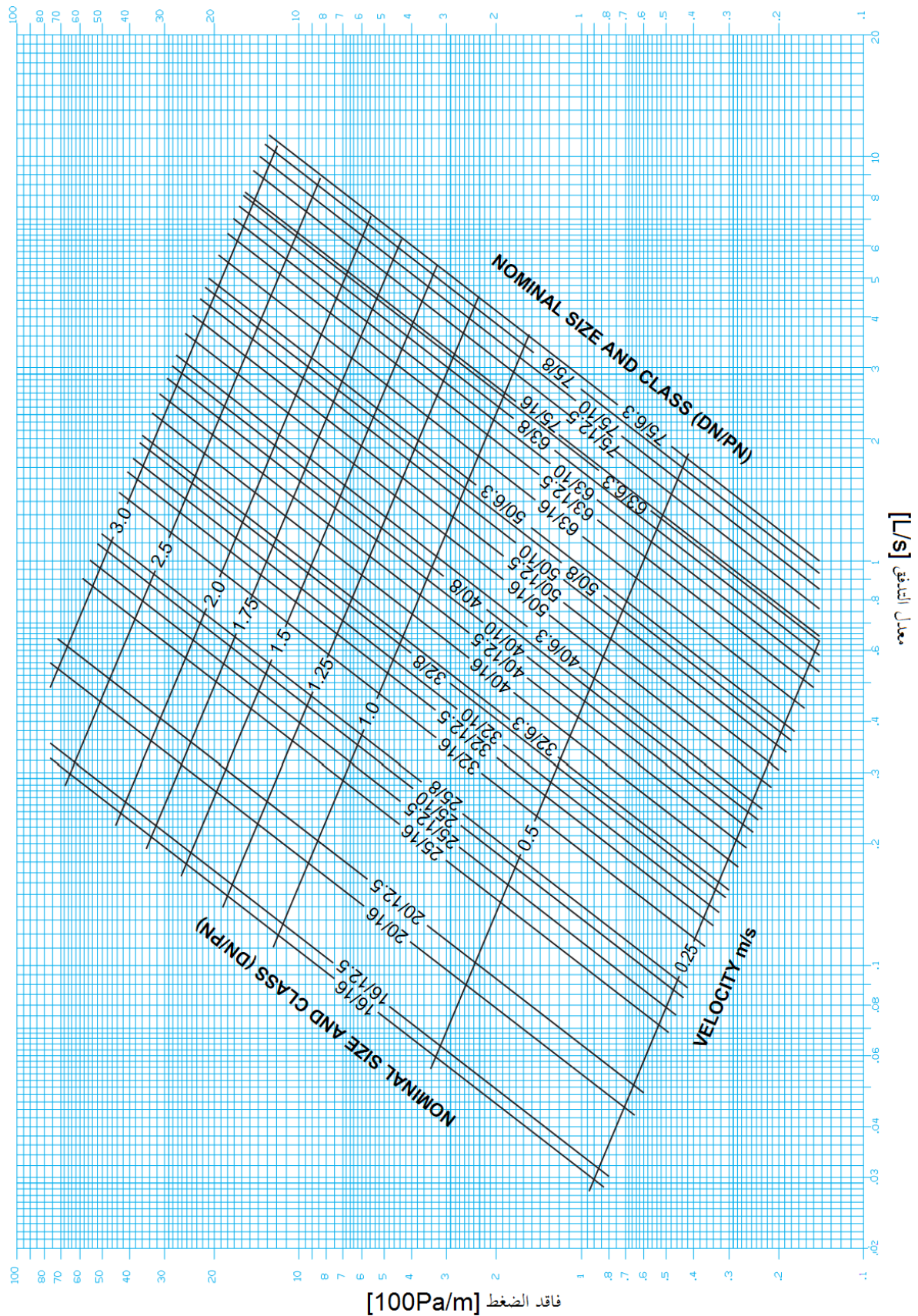
P_w : ضغط التشغيل [bar].

P_0 : ضغط التعبئة [bar].

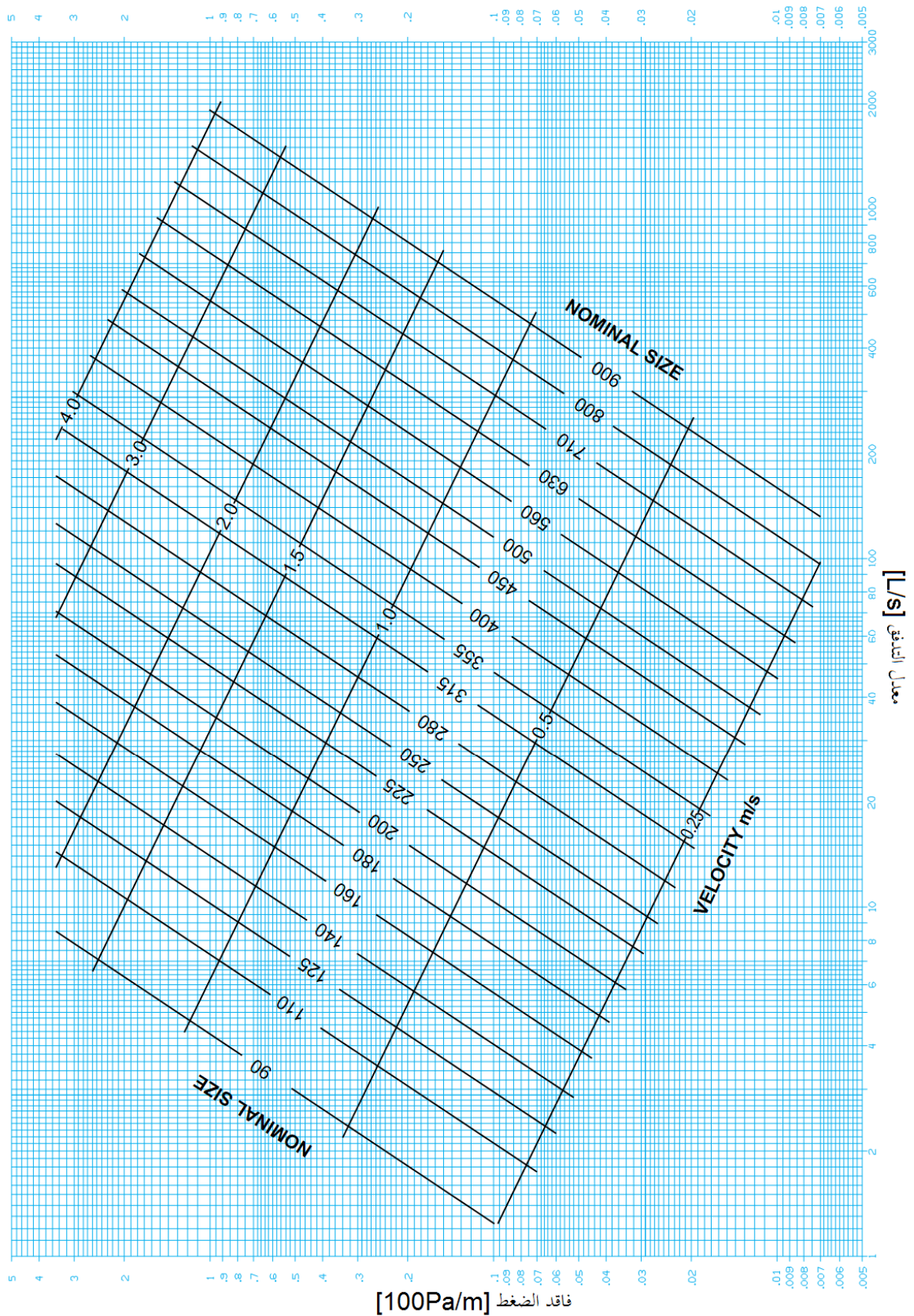
$L_{\max}$: الطول الأكبر للحفرة في وضع التبريد أو التدفئة [m].

Δh : فواقد الضغط ضمن الحلقة الأرضية والمكافئة لضغط المضخة [bar].

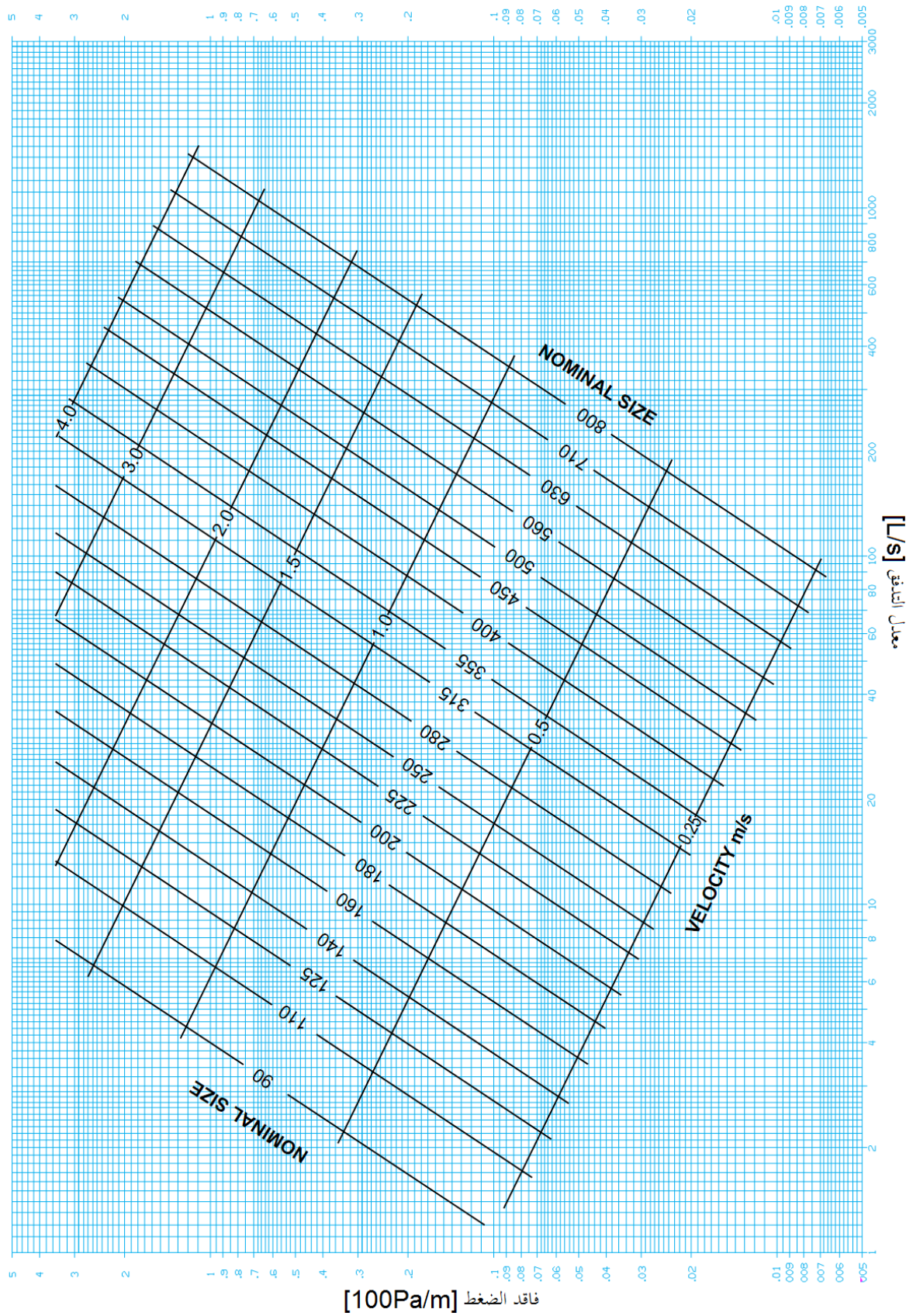
يؤثر الضغط P_w في أخفض نقطة من الحفرة وتكون قيمة ضغط التشغيل أقل في الخطوط الرئيسية والمجمعات الموجودة فوق مستوى الأرض وبالتالي يمكن اختيار الأنابيب الرئيسية من نوع يتحمل ضغوطاً أقل من نوع أنابيب المبادلات الشاقولية. (McQuay air conditioning, 2008, p.25) يظهر من المعادلة (10-4) سبب اختيار النوع SDR9 للمثال المحلول في الفقرة 3-4 وإمكانية اختيار النوع SDR11 في الفقرة 2-4 إذ إن انخفاض طول الحفرة يخفض من ضغط التشغيل وبالتالي إمكانية اختيار نوع HDPE يتحمل ضغوطاً أقل.



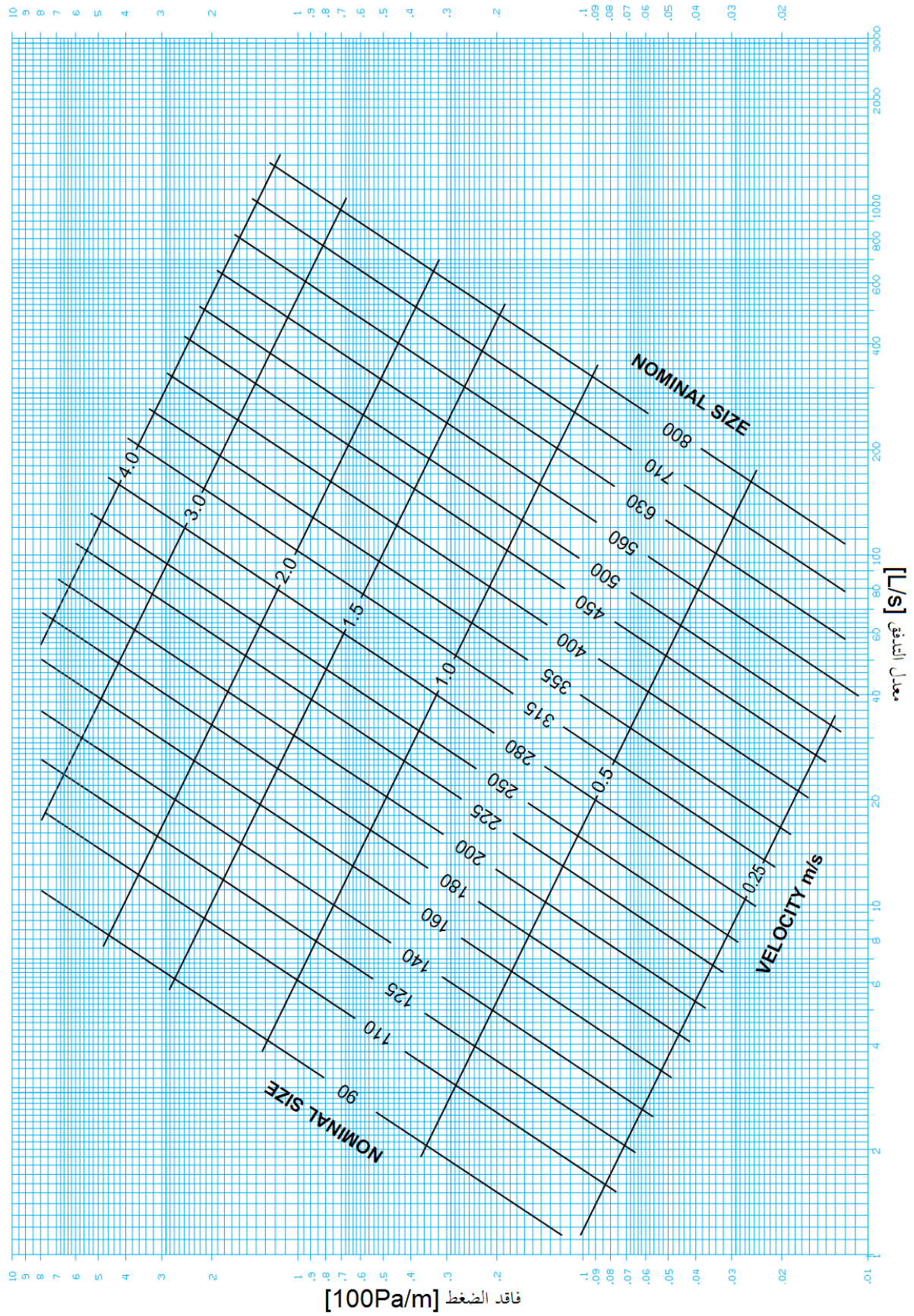
الشكل 4-8، حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنواع أنابيب HDPE المختلفة عند الأقطار الصغيرة (design, n.d., p. 17)

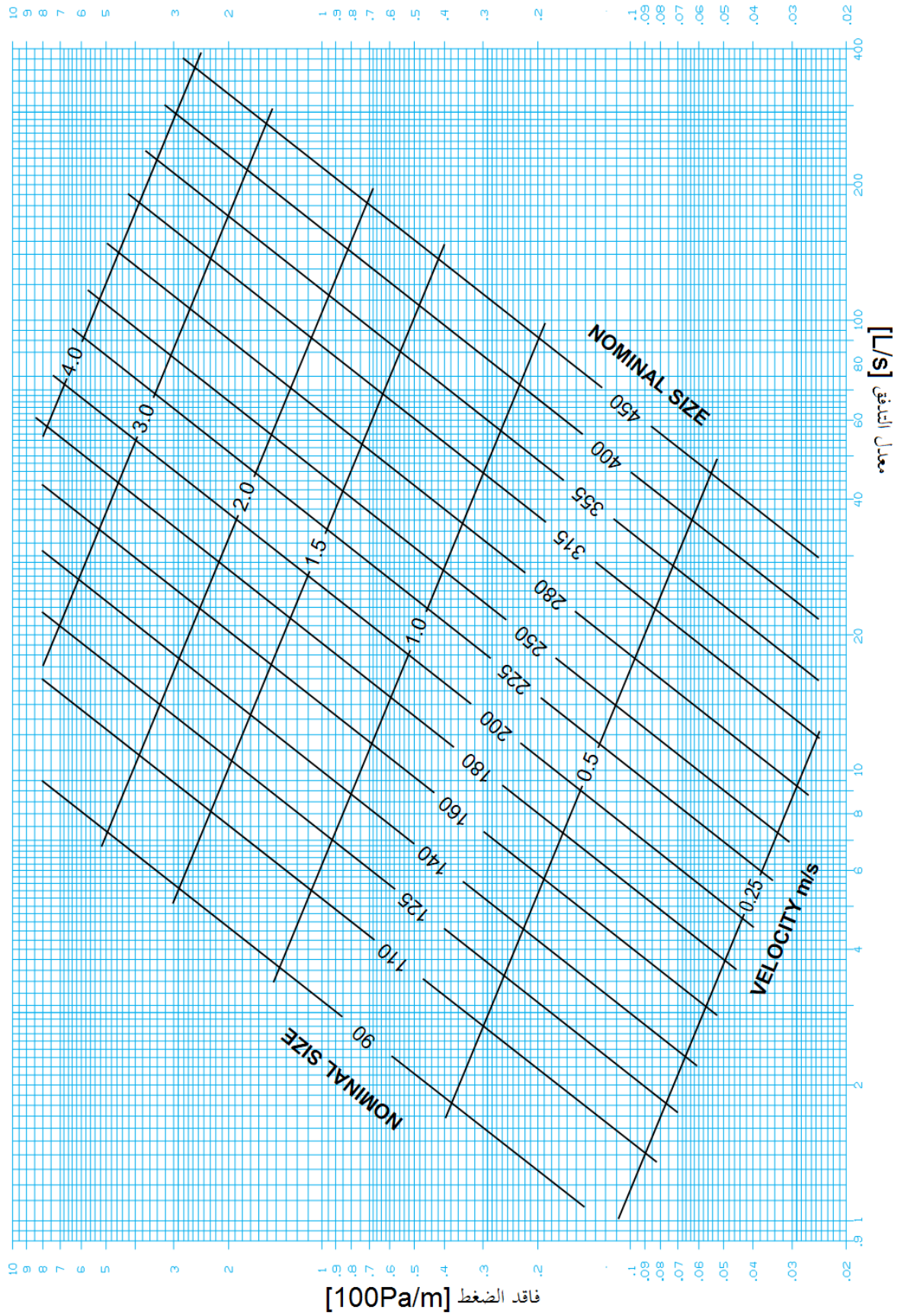


الشكل 4-9، حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR17 ذات الأقطار الكبيرة
(design, n.d., p. 22)



الشكل 4-10، حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR13.5 ذات الأقطار الكبيرة (design, n.d., p. 23)





الشكل 4-12، حساب فاقد الضغط للمتر الطولي لأنابيب SDR9 ذات الأقطار الكبيرة
(design, n.d., p. 25)

الجدول 4-5، فاقد الضغط للمتر الطولي من أنابيب HDPE نوع SDR11 بوحدة [Pa/m]
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 57)

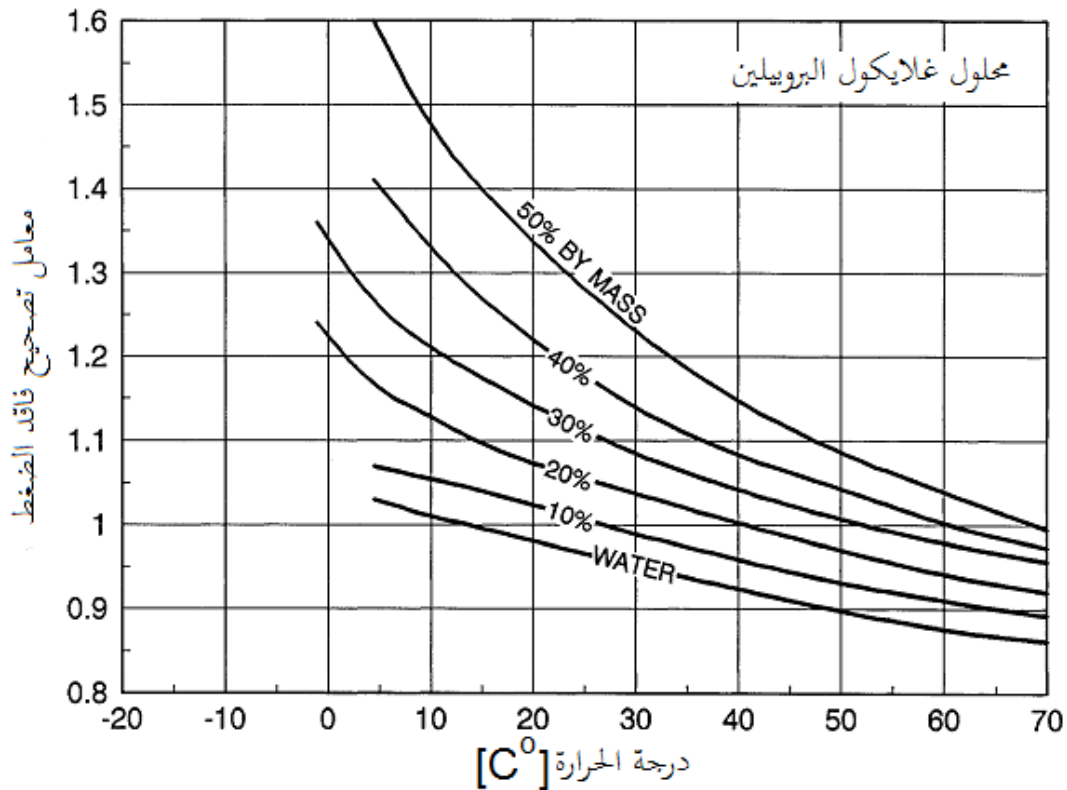
قياس الأنبوب الاسمي [mm]					التدفق L/s	قياس الأنبوب الاسمي [mm]								التدفق L/s
300	250	200	150	110		150	110	75	50	40	32	25	20	
			49	330	12.60								28	0.06
			59	390	13.86							33	94	0.13
			69	460	15.12							66	192	0.19
			80	540	16.38						36	109	321	0.25
			92	620	17.64					28	53	162	478	0.32
		29	104	700	18.90					38	73	225	664	0.38
		38	138	940	22.05					63	122	377	1190	0.50
		49	177	1210	25.20				32	94	181	564	1680	0.63
		60	220		28.35				45	131	250	785	2360	0.76
		73	270		31.50				59	172	330	1040		0.88
	35	103	380		37.8				74	220	420	1330		1.01
	46	137	510		44.1				92	270	520	1650		1.13
26	59	175	650		50.4				111	330	640	2010		1.26
32	74	220	810		56.7				165	460	950			1.58
39	90	270	990		63.0			35	230	690	1340			1.89
55	126	380	1400		75.6			46	310	920	1780			2.21
73	168	500			88.2			59	390	1170	2290			2.52
93	220	650			100.8			73	480	1460				2.84
116	270	810			113.4			88	590					3.15
141	330	990			126.0		36	123	820					3.78
169	400	1190			138.6		48	163	1110					4.41
199	470	1410			151.2		61	210	1410					5.04
230	540				163.8		76	260	1760					5.67
270	620				176.4		92	310	2140					6.30
300	710				189.0		128	440						7.56
340	810				201.6		170	580						8.82
380	910				214.2	33	220	750						10.08
430	1010				226.8	41	270	940						11.34

4-3-4 حساب فاقد الضغط للحلقة الأرضية:

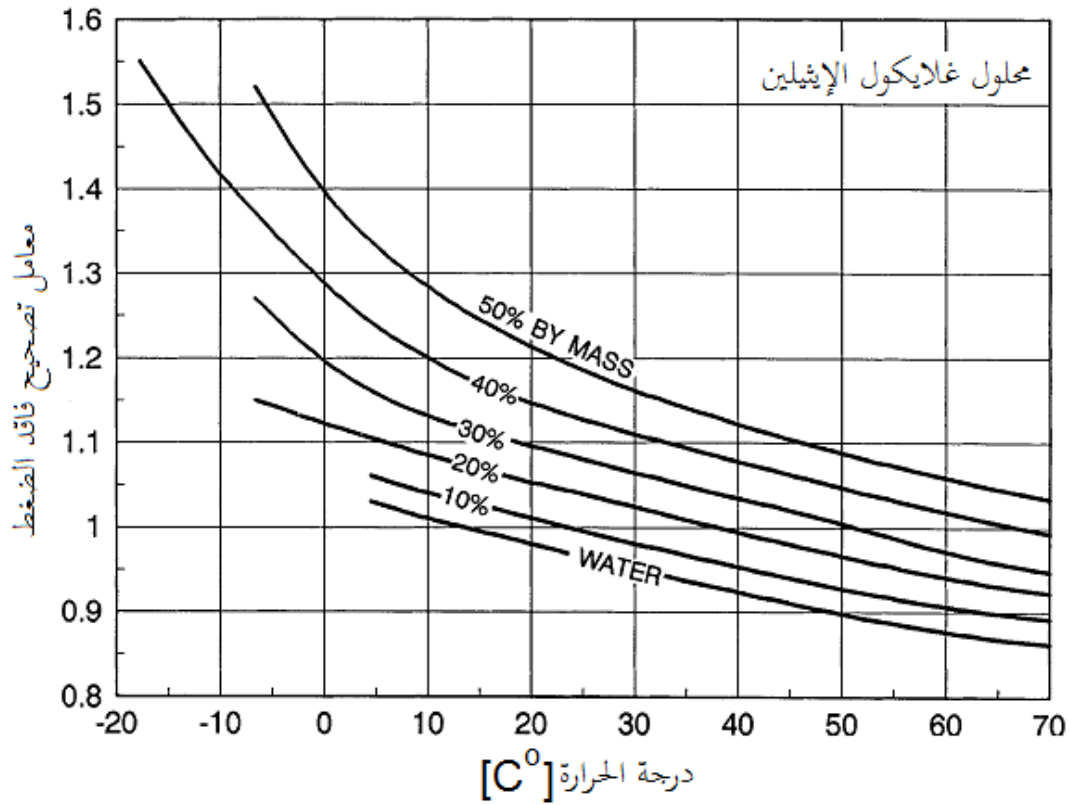
لحساب فواقد الضغط نتيجة لجريان السائل في الحلقة الأرضية يتم اتباع الخطوات التالية:

- 1- يرسم مخطط رمزي للحلقة الأرضية يوضح أطوال الأنابيب الرئيسية والمجمعات وأطوال المبادلات الشاقولية كما يوضح جميع التجهيزات والمتممات من مضخات حرارية وصمامات وأكواع ويدون على كل أنبوب مقدار التدفق الذي يمر خلاله.

- 2- يتم اختيار فاقد الضغط المناسب للمتر الطولي من الأنابيب الرئيسية بالاستعانة بالجدول 4-4 ثم يتم اختيار القطر المناسب للأنبوب بمساعدة الأشكال من 4-8 وحتى 4-14، أما في المبادلات الشاقولية فيتم اختيار الأقطار وفقاً لجودة التبادل الحراري (كما تم شرحه في الفصل الثالث) وتتعين قيم التدفق تلقائياً بمساعدة الجدول 4-3 إذ يمكن التأكد من جودة الاختيار بمساعدة الأشكال من 4-8 وحتى 4-14 وبمعرفة أن المجال الأنسب يقع بين 100-300 [Pa] لكل متر طولي من الأنبوب.
- 3- يتم حساب فاقد الضغط للدائرة الأطول (ذات فاقد الضغط الأكبر) متضمناً ذلك فواقد الضغط للأنابيب والفواقد المكانية (وحدة المضخة الحرارية والصمامات والأكواع... الخ).
- 4- إعادة تصميم أي جزء تتعدى فيه قيمة فاقد الضغط القيم المسموحة ثم إعادة الحساب.
- 5- اختيار أصغر مضخة (مضخات) تحقق فاقد الضغط وقيمة معدل التدفق المطلوبين.
- 6- حساب الاستهلاك الكهربائي للمضخة وفق المعادلة (4-8) ثم تتم مقارنة النتائج بقيم الجدول 4-2 للتأكد من عدم حصول استهلاك مفرط للطاقة الكهربائية في الحلقة الأرضية، وفي حال حدوث ذلك تتم إعادة تصميم الحلقة من جديد بعد معرفة الأجزاء ذات التأثير الأكبر في مقاومة جريان السائل.



الشكل 4-13، معاملات تصحيح فاقد الضغط للمتر الطولي لمحاليل غلايكول البروبيلين (ASHRAE, 1997, p. 12.17)



الشكل 4-14، معاملات تصحيح فاقد الضغط للمتر الطولي لمحاليل غلايكول الإيثيلين (ASHRAE, 1997, p. 12.17)

الجدول 4-6، الطول المكافئ I_{eqv} لعدة أنواع من متممات التوصيل لأنابيب HDPE (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 58)

الطول المكافئ [m]											
300	250	200	150	110	75	50	40	32	25	20	القياس [mm]
-	-	-	-	-	-	-	-	3.4	2.0	3.7	انحناء U بشكل غمد
-	-	-	-	-	-	-	13.1	10.7	6.8	3.8	انحناء U
-	-	-	-	-	-	2.1	2.0	1.9	0.8	1.0	كوع 90° (غمد)
23.8	22.9	19.2	15.5	11.6	9.8	3.7	3.3	5.6	3.0	2.2	كوع 90°
-	-	-	-	-	-	0.9	0.6	0.3	0.4	1.2	مأخذ تيه (غمد)
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.9	0.6	0.3	0.4	0.4	مسار تيه (غمد)
26.5	22.9	19.2	15.5	11.6	9.8	3.7	3.3	5.2	2.2	2.3	مأخذ تيه
26.2	22.6	18.9	15.2	11.3	9.4	4.6	3.3	1.7	0.8	1.4	مسار تيه
-	-	-	-	-	-	1.3	1.2	1.2	1.9	-	نقاصة قياس (غمد)
-	-	-	-	-	-	1.6	-	1.3	-	-	نقاصة قياسين (غمد)
11.9	10.1	7.9	6.1	4.1	3.1	2.1	1.8	1.7	1.5	-	نقاصة
-	-	-	-	0.3	0.2	0.4	0.4	0.4	0.4	0.6	وصلة

يحسب فاقد الضغط للدائرة الأطول من المعادلة:

$$\Delta h = \left(\sum \Delta h_i \right) \times S_f + \Delta h_{hp} \quad (10-4)$$

إذ إن:

Δh : فواقد الضغط ضمن الحلقة الأرضية والمكافئة لضغط المضخة [Pa].

S_f : معامل أمان تتراوح قيمته بين (1.1) إلى (1.3).

Δh_{hp} : فاقد الضغط في وحدة المضخة الحرارية المركبة على الدائرة الأطول ومن طرف

الماء للحلقة الأرضية [Pa].

Δh_i : فاقد الضغط لأنبوب قطره i على مسار الدائرة الأطول من الحلقة الأرضية [Pa].

يحسب Δh_i من المعادلة:

$$\Delta h_i = (l_i + \sum l_{eqv}) \times \Delta h_{mi} + \sum \Delta h_{vi} \quad (11-4)$$

إذ إن:

l_i : طول الأنبوب ذي القطر i [m].

l_{eqv} : الطول المكافئ للمتممات المركبة على الأنبوب ذي القطر i (كوع وتيه

ونفاضة.. الخ) [m] ويمكن الحصول عليها من الجدول 4-6.

Δh_{mi} : فاقد الضغط للمتر الطولي من الأنبوب ذي القطر i [Pa].

Δh_{vi} : فاقد الضغط خلال الصمام ذي القطر i [Pa] ويحسب من المعادلة التالية:

$$\Delta h_v = \left(\frac{m}{C_v} \right)^2 \times 6895 \quad (12-4)$$

إذ إن:

C_v : معامل التدفق للصمام [L/s] وتتخذ قيمته من الجدول 4-7.

m: معدل التدفق [L/s]. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 56)

3-4-5 طريقة تقسيم الحلقة الأرضية وتحديد متمماتها:

عندما يتخطى حمل التبريد التصميمي للبناء 10 - 20 طن تبريد يجب تقسيم الحلقة الأرضية إلى مجموعة من الحلقات الثانوية ويتحقق بذلك:

- سهولة إزالة الهواء العالق.
- القدرة على القيام بعملية التدفق المفاجئ (Flushing) لكل حلقة ثانوية على حدة.
- سهولة أعمال الصيانة المستقبلية.
- القدرة على عزل جزء من الحلقة في حال عدم الحاجة إليه.

الجدول 4-7، المعامل C_v بوحدة [L/s] لأنواع مختلفة من الصمامات
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 60)

القياس [mm]	صمام دحلة	صمام فراشة	صمام عدم رجوع	مصفاية بسن	مصفاية بفلنجة
20	1.58	-	0.82	1.13	-
25	2.21	-	1.32	1.76	-
32	2.96	-	2.21	2.71	-
40	5.1	-	2.84	3.78	1.89
50	6.62	9.07	4.73	5.99	4.41
75	24.57	29.04	12.29	9.77	10.08
110	52.29	52.98	22.05	15.75	16.38
150	78.75	116.55	62.37	-	34.65
200	126.63	208.91	107.1	-	57.96
250	201.3	342.1	151.2	-	100.8
300	-	-	-	-	138.6

يعطي الجدول 4-8 معدلات التدفق الموصى بها للقيام بعملية التدفق المفاجئ (Flushing) حسب قطر أنبوب HDPE. إن تقسيم الحلقة الأرضية يفرض وجود مجمع رئيسي تتفرع منه خطوط رئيسية إلى مجمعات ثانوية، إذ تتفرع المبادلات الشاقولية من المجمعات الثانوية كما يظهر الشكل 4-15.

يستخدم خط رئيسي راجع معكوس (مجمع رئيسي أو ثانوي) في حال زادت قيمة فاقد الضغط في الخط الرئيسي عن 30% من قيمة فاقد الضغط الإجمالي للدائرة الأطول في الحلقة الأرضية ويظهر الشكل 4-16 ذلك.

توضع صمامات فراشة (Butterfly valve) لعزل كل حلقة ثانوية على حده في حال الحاجة لذلك، وتتوضع هذه الصمامات على الخطوط الرئيسية في حفر معدة خصيصاً تحت مستوى الأرض، كما يمكن وضعها داخل غرفة الآلات ولكن ذلك سيؤدي إلى زيادة الاختراقات في جدار الغرفة.

يوضع على أنبوبي الماء لوحدة المضخة الحرارية صمامي كرة (Ball valve) لأهداف الصيانة، كما يوضع مقاييس حرارة وضغط قبل وبعد مبادل الوحدة من ناحية الماء إذ تسمح مقاييس الضغط بحساب كمية الماء التي تدور خلال الوحدة وتسمح مقاييس الحرارة بالتأكد من أن الوحدة تعمل بشكل جيد. ويظهر الشكل 4-17 مسقطاً أفقياً لمنظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج مع الصمامات اللازمة وطريقة تقسيم الحلقة الأرضية إلى ثلاثة حلقات ثانوية، إذ تضم الحلقة الرئيسية 30 مبادل شاقولي بشكل حرف U كما تضم مضختين (واحدة عاملة والأخرى احتياط) ويظهر في الشكل خطوط الماء الراجع فقط. تتوضع الحفر في الشكل 4-17 على شكل رقعة مستطيلة، إن الثقوب المتوضعة على الأطراف قادرة على تبديد الحرارة بشكل أفضل، وبالتالي فإن زيادة الحفر المتوضعة على الأطراف باستخدام الترتيب 2×15 أفضل من الترتيب 6×5 في حال سمح شكل

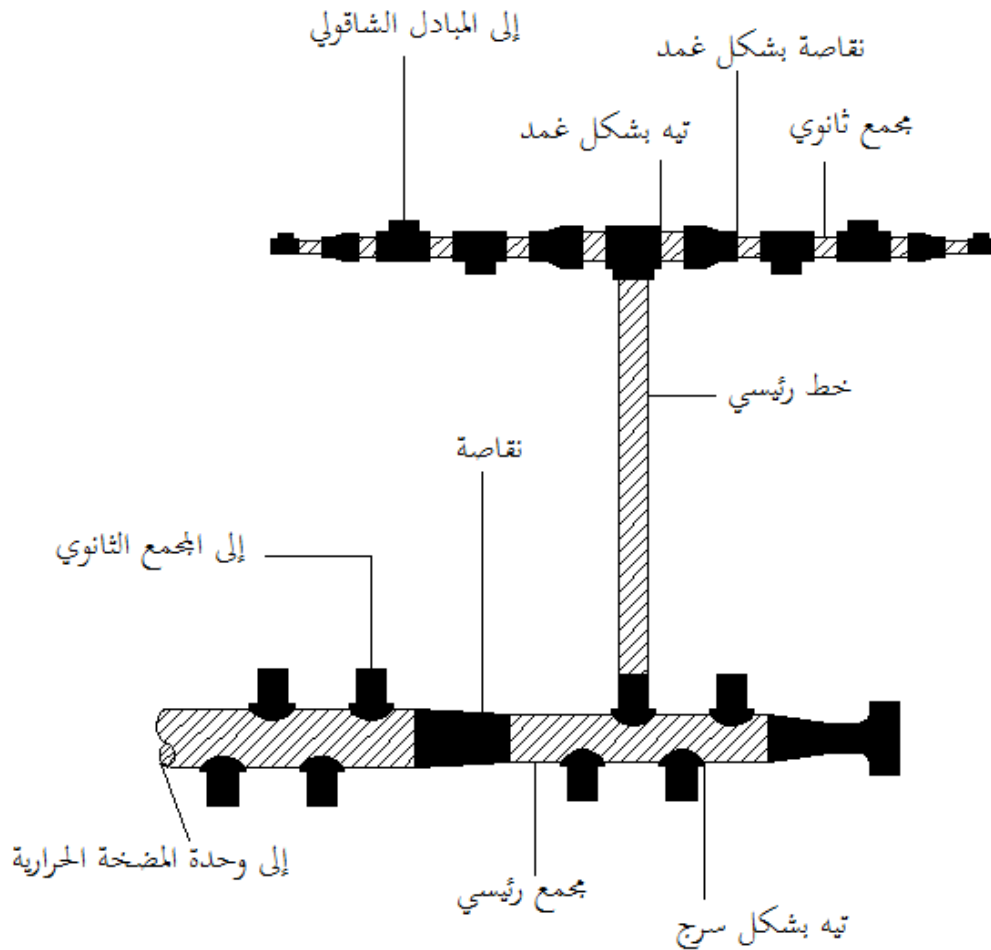
الأرض المتواجدة في موقع المنظومة الجيوحرارية ومساحتها بذلك. تعمل المضخة الاحتياطية في حال حدوث عطل للمضخة الأساسية ويكون لها نفس الضاغط والغزارة للمضخة الأساسية وتوصل معها على التوازي، كما يمكن أن تعمل المضختان على التناوب خلال فترات زمنية محددة. يمكن اختيار مضختين أساسيتين بدلاً من واحدة تغطي كل منها فواقد الضغط في الحلقة ونصف الغزارة التصميمية ويتم اختيار المضخة الاحتياطية بالتماثل مع المضختين وينتج عن ذلك تخفيض كبير في كلفة المضخة الاحتياطية مقابل زيادة قليلة في كلفة المضخات الأساسية.

(McQuay air conditioning, 2008, p.23)

الجدول 4-8، معدلات التدفق المطلوبة لعملية التدفق المفاجئ

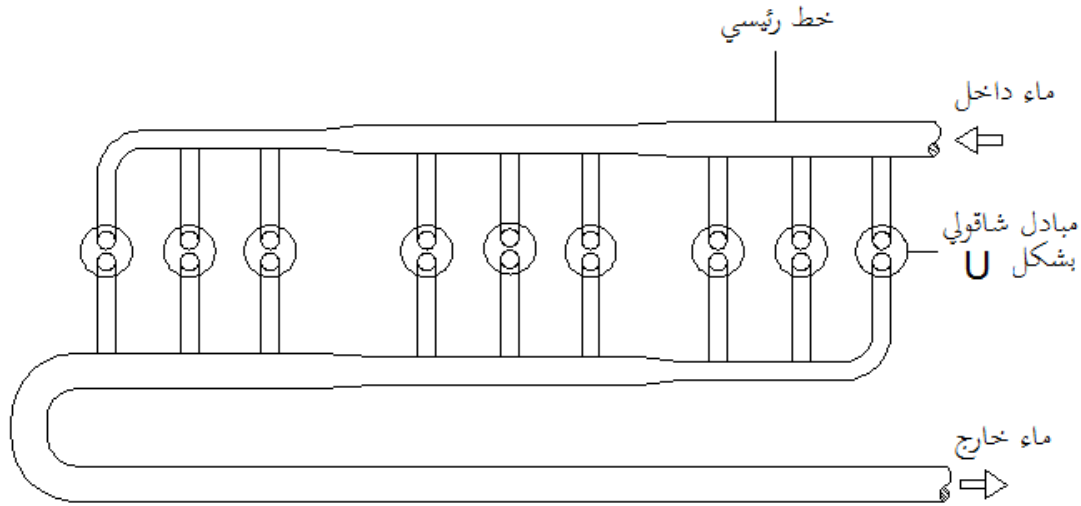
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 60)

القياس [mm]	20	25	32	40	50	75
معدل التدفق [L/s]	0.25	0.38	0.57	0.76	1.13	2.52



الشكل 4-15، المجمع الرئيسي والثانوي والخطوط الرئيسية في منظومات VGCHP

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 62)



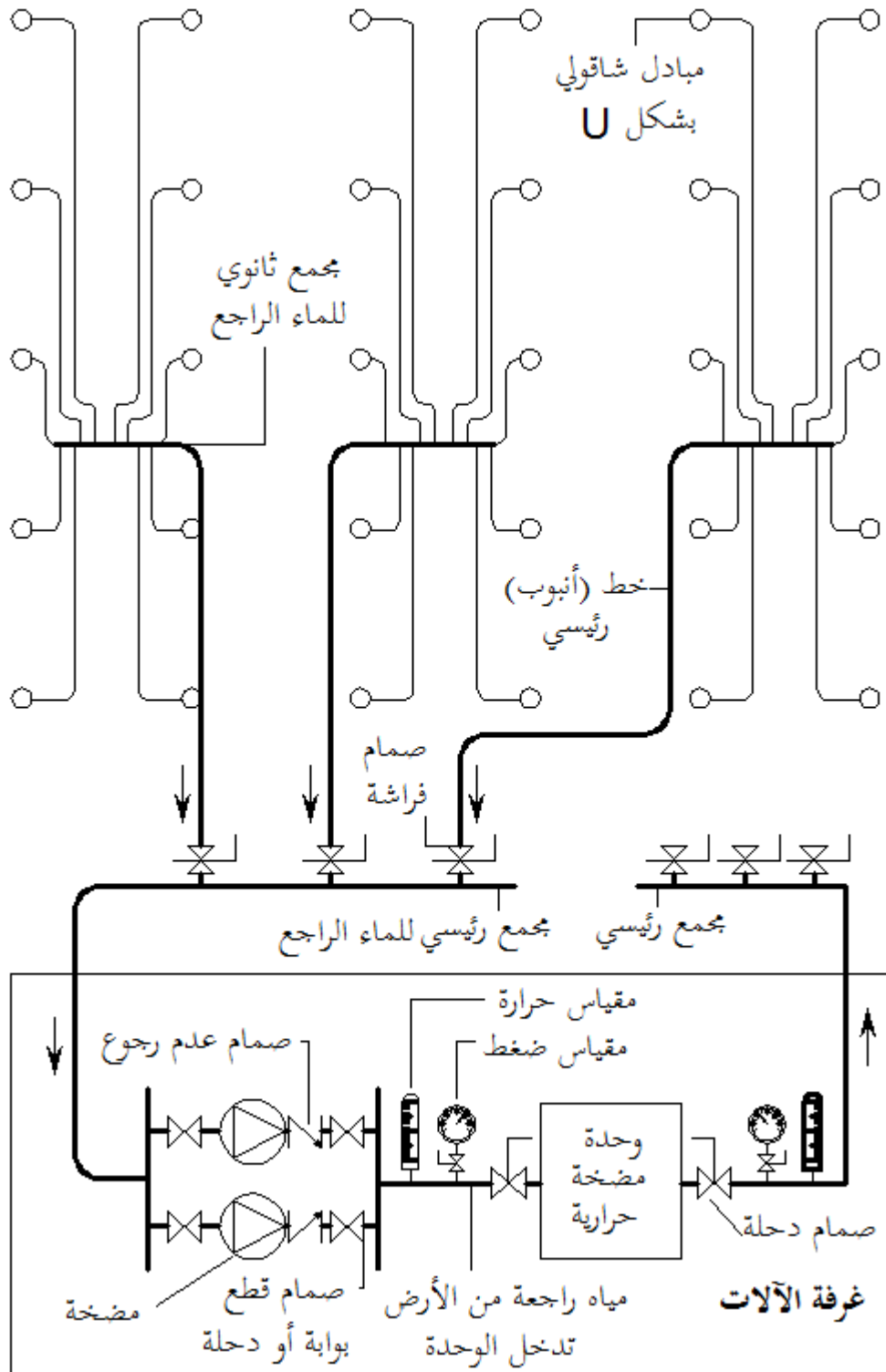
الشكل 4-16، استخدام خط رئيسي راجع معكوس في منظومات VGCHP
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 62)

4-3-6 التحكم بتشغيل المضخات وترتيبها في الحلقة الأرضية:

تعد طريقة التحكم بتشغيل المضخات من الأمور الهامة في منظومات VGCHP فمع ازدياد زمن تشغيل المضخات تزداد الطاقة الكهربائية المستهلكة ويمكن لمنظومات التحكم تخفيض زمن التشغيل دون التأثير على فعالية المنظومة الجيوحرارية ولكنها تزيد من الكلفة التأسيسية وتزيد من تعقيدات التشغيل والصيانة.

يظهر الشكل 4-18 منظومة VGCHP مع مضخات متغيرة السرعة، إذ يتغير المنحني المميز للمضخة بتغير سرعتها مؤدياً إلى تغيير قيم التدفق ضمن الحلقة الأرضية بالتناسب مع الحمل الحراري لوحدات المضخة الحرارية. تتم إضافة صمام كهربائي ثنائي تشغيل - إيقاف على الأنبوب الخارج من كل وحدة مضخة حرارية إذ يغلق الصمام عند توقف ضاغط الوحدة عن العمل ويتغير بالتالي فرق الضغط على طرفي الدخول والخروج للمجمع الرئيسي الذي يغذي الوحدات بالمياه، تقوم وحدة قياس مع محول طاقة بتحويل قيمة الفرق بين ضغطي الدخول والخروج إلى تيار كهربائي وتنقله إلى وحدة تحكم، إذ يتم بالاعتماد على قيمته تخفيض سرعة المضخة وبالتالي تقليل قيمة التدفق الذي تعطيه وتقليل استهلاكها الكهربائي.

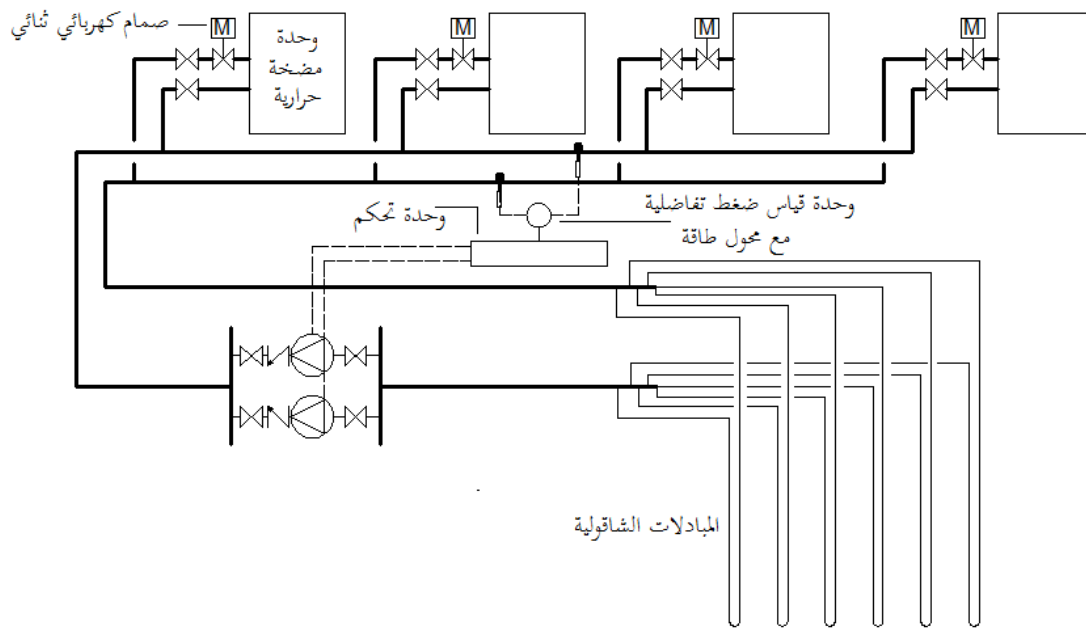
إن انخفاض قيم التدفق عند تخفيض السرعة إلى قيم تجعل الجريان صفائياً في المبادلات الشاقولية يؤثر على جودة الانتقال الحراري ولكن الحلقة الأرضية ستكون بقياس مفرط في ساعات الحمل الجزئي وسيعوض ذلك عن نقص الانتقال الحراري. يؤدي استخدام المضخات متغيرة السرعة إلى تخفيض الاستهلاك الكهربائي ولكنه يؤدي إلى زيادة تعقيد المنظومة من ناحية التركيب والصيانة المستقبلية.



الشكل 4-17، منظومة VGCHP حلقتة الأرضية مقسمة لثلاثة أقسام مع الصمامات اللازمة (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 62)

إن استخدام المضخات ثابتة السرعة يحقق بساطة التركيب وتخفيض متطلبات الصيانة ولكنه سيؤدي إلى زيادة في الاستهلاك الكهربائي، تتعلق قيمة هذه الزيادة بحجم المضخات وطبيعة تغير حمل التدفئة أو التبريد وطريقة التشغيل وتكون الزيادة مقبولة أو مهملة أحياناً. يتم في بعض الحالات استخدام مجموعة مضخات واحدة لكامل الحلقة الأرضية ويتم إيقافها عند توقف ضواغط جميع

وحدات المضخة الحرارية عن العمل وتبقى عاملة في حال بقاء أي ضاغط عاملاً. تستخدم طريقة ثانية في حال كون عدد وحدات المضخة الحرارية منخفض إذ يتم استخدام مجموعة مضخات عددها مساوي إلى عدد وحدات المضخة الحرارية ويتم إيقاف كل مضخة عند توقف وحدتها عن العمل ويحقق هذا الحل توفيراً مقارنة باستخدام مجموعة مضخات واحدة لكامل الحلقة الأرضية. في الأبنية التي تكون فيها فترات عمل وحدة المضخة الحرارية أكبر بكثير من فترات توقفها في أوقات استخدام منظومة التكييف، يمكن تشغيل المضخات ثابتة السرعة طوال فترة انشغال البناء (مدرسة أو سوق تجاري أو مشفى أو معمل ...) وإيقافها مع وحدة المضخة الحرارية عند خلو البناء أو عدم الحاجة إلى تكييف الهواء إذ يجب في هذه الحالة أن يكون اختيار المضخة وفق المعيار الممتاز في الجدول 2-4-2 وبعد الحل الأبسط بين جميع الحلول السابقة.



الشكل 4-18، منظومة VGCHP مع مضخات متغيرة السرعة
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 67)

4-4 استخدام برامج الحاسوب لتصميم منظومات VGCHP:

تعتبر معرفة تأثير بدائل التصميم المبينة في الفقرة (4-1) على جودة التصميم وملائمته للموقع من الأمور الهامة، إلا أنها تستهلك الكثير من الوقت إذ تتم إعادة معظم حسابات عملية التصميم لعدة مرات. يمكن باستخدام برامج الحاسوب الحصول على توفير كبير في الوقت والجهد وتحقيق نتائج أفضل في عملية المقارنة بين مختلف البدائل.

سيتم في هذه الفقرة شرح أحد برامج التصميم التي تعتمد المعادلتين (3-2) و (3-3) في تصميم الحلقة الأرضية واستخدام بيانات المثال المحلول في الفقرة (3-4).
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 45)

يبين الشكل 4-19 نافذة المدخلات الخاصة بأحمال التكييف التصميمية للبناء، إذ يتم إدخال الأحمال التصميمية لوضعي التدفئة والتبريد لكل فراغ على حده، ويمكن الحصول على هذه الأحمال باستخدام برامج حساب أحمال التكييف مع الاستعانة بمخططات ومواصفات البناء. كما يجب إدخال عدد أيام انشغال البناء في الاسبوع وعدد ساعات الحمل الكامل في وضعي التدفئة والتبريد ويتم الحصول عليها باستخدام المعادلتين (3-19) و (3-20) أو الجدولين (3-10) و (3-11).

يبين الشكل 4-20 النافذة التالية، ويتم فيها إدخال درجة حرارة دخول الماء التصميمية في وضعي التدفئة والتبريد ومعدل تدفق الماء المطلوب للحلقة الأرضية.

Design Day Zone Data		
Save Date to file	Press F3 to copy data to new zone	Next Screen

Heat Gains	Zone 1	Heat Losses
8am - 12 18.2[KW]		8am - 12 10.6[KW]
12 - 4pm 26.1[KW]	Next Zone	12 - 4pm 10.6[KW]
4pm- 8pm _____		4pm- 8pm _____
8pm- 8am _____		8pm- 8am _____

Approximate EFLH _c
1250

Approximate EFLH _h
480

Number of days per Week building is occupied 5
--

الشكل 4-19، نافذة إدخال أحمال التكييف التصميمية للبناء

Design Temperatures an flows
Next Screen

Design Heat Pump Water Loop Temperature			
Cooling	32	Heating	13

Design Water Loop Flow Rate : 0.19 [L/s]/ton
--

الشكل 4-20، نافذة إدخال درجات حرارة ومعدل تدفق المياه

يعطي البرنامج بيانات وحدات المضخات الحرارية لعدة شركات صانعة، ويتضمن ذلك استطاعة التكييف و COP و EER وقيم الاستهلاك الكهربائي. يقوم المصمم باختيار اسم الشركة الصانعة ويقوم البرنامج باختيار الوحدة المناسبة لكل فراغ وتصحيح البيانات حسب قيم درجات الحرارة والتدفق المدخلة في النافذة 4-20 وبذلك يستطيع المصمم مقارنة تغير فعالية وحدات المضخات الحرارية على طول مبادلات الحلقة الأرضية ويظهر الشكل 4-21 نافذة الشركات الصانعة.

يتم في النافذة المبينة في الشكل 4-22 إدخال بيانات جوف الأرض إذ يظهر الجدول 3-4 و 3-5 عند الضغط على خانة (Show Tables) ويتم اختيار نوع الطبقة الجيولوجية وموصليتها الحرارية، كما يمكن اختيار وإدخال درجة حرارة الأرض t_g من الجدول 3-13 أو من الفحوصات التي تتم في موقع التركيب من قبل المتعهد أو من اختبارات مراكز دراسة التربة ضمن الدولة.

Heat Pump Manufacturers	
	Load Heat Pump Data
☐ Manufacturer A (1.5 to 10 ton)	
☐ Manufacturer B (0.5 to 10 ton)	
☐ Manufacturer C (1.5-5 ton), E (.5-1.5,6-10)	
☐ Manufacturer D (.75 to 20 ton)	
☐ Manufacturer E (2-6 ton), SL (.75 to 2, 7 to 20 ton)	
☐ Manufacturer F (1 to 20 ton)	
☐ Manufacturer G (1 to 5 ton)	
☐ Manufacturer H (1,1.5, 8 to 24 ton), E (2-5 ton)	
☐ Manufacturer I (1,1.5, 8 to 20 ton), F (2-6 ton)	
☐ Manufacturer J (.75 to 10 ton)	
☐ Manufacturer K (.75 to 6 ton), SX (8 to 10)	
☐ Manufacturer Other	
Select heat pump manufacturer and model line from above list	

الشكل 4-21، نافذة إدخال نوع وحدات المضخات الحرارية

Ground Temperatures and Properties	
Show Tables	Next Screen

See tables for typical thermal properties of soils and rocks

Undisturbed ground temperature: 22[C°]

Thermal conductivity: 2.3[W/m.C°]

Thermal diffusivity: 0.07 [ft²/day]

الشكل 4-22، نافذة إدخال بيانات جوف الأرض

يظهر الشكل 4-23 نافذة الإدخال التالية، وتتضمن إدخال قطر أنبوب HDPE المكافئ لمبادلات U من الجدول 3-8 وكذلك تدخل قيمة المقاومة R_b بالاستفادة من الجدول 3-1 والجدول 3-2 وللذان يظهران عند الضغط على خانة (Show Tables).

يظهر الشكل 4-24 نافذة الإدخال الأخيرة والتي تتضمن ترتيب الحلقة الأرضية، إذ يتم اختيار عدد الثقوب باستخدام افتراض ثقب واحد لكل طن تبريد من الاستطاعة التصميمية واختيار العدد على طول وعرض الشبكة ذات الشكل المستطيل والتباعد بين مراكز الثقوب وعدد الأجزاء المتسلسلة لكل مبادل متفرع من الأنبوب الرئيسي.

Pipe Size and Thermal Resistance		
Show Tables		Next Screen
	See Tables for Equivalent Diameter and Thermal Resistance	

Equivalent Pipe Diameter: 0.076[m]

Pipe Thermal Resistance : 75.1[m.C°/KW]

الشكل 4-23، نافذة إدخال بيانات أنابيب HDPE

Ground Field Arrangement	
	Next Screen
Vertical Grid Arrangement Number of Rows Wide = 7 Number of Rows Long = 4	

Separation Distance Between Vertical Bores: 6.1[m]

Number of Bores Per Parallel Loop = 2

الشكل 4-24، نافذة إدخال بيانات الحلقة الأرضية

يقوم البرنامج بمعالجة المدخلات وإعطاء بيانات التصميم الظاهرة في الشكل 4-25. يظهر الطول المطلوب للحفر في وضعي التدفئة والتبريد في حالتين:

- حركة المياه الجوفية معدومة.
- حركة المياه الجوفية أعظمية والتي تكافئ انعدام الطاقة الحرارية السنوية المنقولة إلى الأرض.

Main Output Screen
Required length with minimal groundwater movement = 2761[m] (98[m/Bore]) (Design based on COOLING mode – net annual heat rejection to the ground)
Required length with minimal groundwater movement(Heating)= 1760[m] (63[m/Bore])
Required lengths with high rates of groundwater movement (or year 1)
Cooling: L = 2258[m] (80[m/Bore]) Heating: L = 1289[m] (46[m/Bore])

Unit Inlet (cooling) = 32[C°] Unit Outlet (cooling) = 38[C°] Unit Inlet (heating) = 13[C°] Unit Outlet (heating) = 10[C°] Normal ground temp = 22[C°]	Clg. Load/demand = 100.2[KW]/26[Kw] Htg. Load/demand= 70.2[KW]/17[Kw] Clg. EER (Ht. Pump/Sys.) = 4.06/3.7 COP (Ht. Pump/Sys.) = 4.25/3.9 System Liquid Flow Rate = 5.41[L/s]
U-tube Data Equivalent Dia = 0.076[m] Bore Separation = 6.1[m]	Ground Properties Thermal cond. = 2.3[W/m.C°] Thermal diff. = 0.07 [ft²/day]

الشكل 4-25، نافذة المخرجات

وبالتالي يمكن للمصمم ملاحظة التخفيض الكبير في الكلفة التأسيسية عند اختيار الطول L_h لتصميم الحلقة الأرضية وذلك باختيار منظومة هجينة تعتمد برج تبريد أو وشيعة مروحية. تظهر النافذة أيضاً درجة حرارة دخول وخروج المياه من وحدة المضخة الحرارية في الوضعين وموصلية وناشرية الأرض والتباعد بين الثقوب والقطر المكافئ للأنابيب ومعدل التدفق ومعاملات الأداء للمنظومة ولوحدة المضخة الحرارية ومعدلات فعالية الطاقة للمنظومة ولوحدة المضخة الحرارية والحمل التصميمي في كلا الوضعين والاستهلاك الكهربائي الكلي لوحدات المضخات الحرارية.

يتم الاستفادة من درجة حرارة خروج المياه في وضع التدفئة لتحديد إن كانت الحلقة بحاجة لمادة مانعة للتجمد أو لا. عند حساب معدل فعالية الطاقة ومعامل الأداء للمنظومة، يجب إدخال مقدار الاستهلاك الكهربائي لمضخات الحلقة الأرضية وذلك يتم عن طريق نافذة الوصول السريع التي تظهر في الشكل 4-26. يمكن استخدام نافذة الوصول السريع لاختبار بدائل التصميم المبينة في الفقرة (4-1) بدلاً من العودة إلى نوافذ الإدخال كما يتم عن طريقها إدخال بيانات برج التبريد في حال وجوده. يحوي البرنامج أيضاً نوافذ للحفظ والتعديل تشابه تلك الموجودة في برامج الحاسوب الأخرى.

Main Option Screen	
Design Water Temps/Flows	Quit Program
Ground Temps/Properties	
U-Bend Dimensions	
Vert. Grid Pattern/Separation	Load Zone Data
Pump and Cooling Tower Size	Save Zone Data
Select/View Heat Pump Model	Change Zone Data
Calculate Required Bore Lengths	View Zone Data

الشكل 4-26، نافذة الوصول السريع

الفصل الخامس

الأثر الاقتصادي والبيئي لاستخدام المنظومات الجيوحرارية
في دارات التكيف

تتميز منظومات المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي (GSHP) المستخدمة في تكييف المباني بتحقيق توفير كبير في استهلاك الطاقة مقارنة بالمنظومات التقليدية مثل منظومات المضخات الحرارية هواء- هواء أو منظومات التدفئة المركزية مع مرجل تسخين. ينتج التوفير عن ارتفاع مردود تحويل الطاقة لهذه الآلات (COP, EER)، مما يقلل أيضاً من انبعاث الغازات الضارة مثل CO_2 . تتميز منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج (VGCHP) بمستوى أكبر لاستقرار درجة حرارة المصدر الحراري (المصرف الحراري) مقارنة بالمنظومات الجيوحرارية الأخرى كما يضيف عملها المزدوج في وضعي التدفئة والتبريد ميزة إضافية، إلا أن كلفتها التأسيسية أكبر من كلفة بعض المنظومات التقليدية.

سيركز هذا الفصل على مناقشة النتائج الاقتصادية والبيئية لاستخدام منظومات (VGCHP) في دارات التكييف مقارنة باستخدام بعض منظومات التكييف الشائعة.

5-1 قيم استهلاك الطاقة واستطاعة التدفئة والتبريد لمنظومات المضخات الجيوحرارية VGCHP مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية الأخرى:

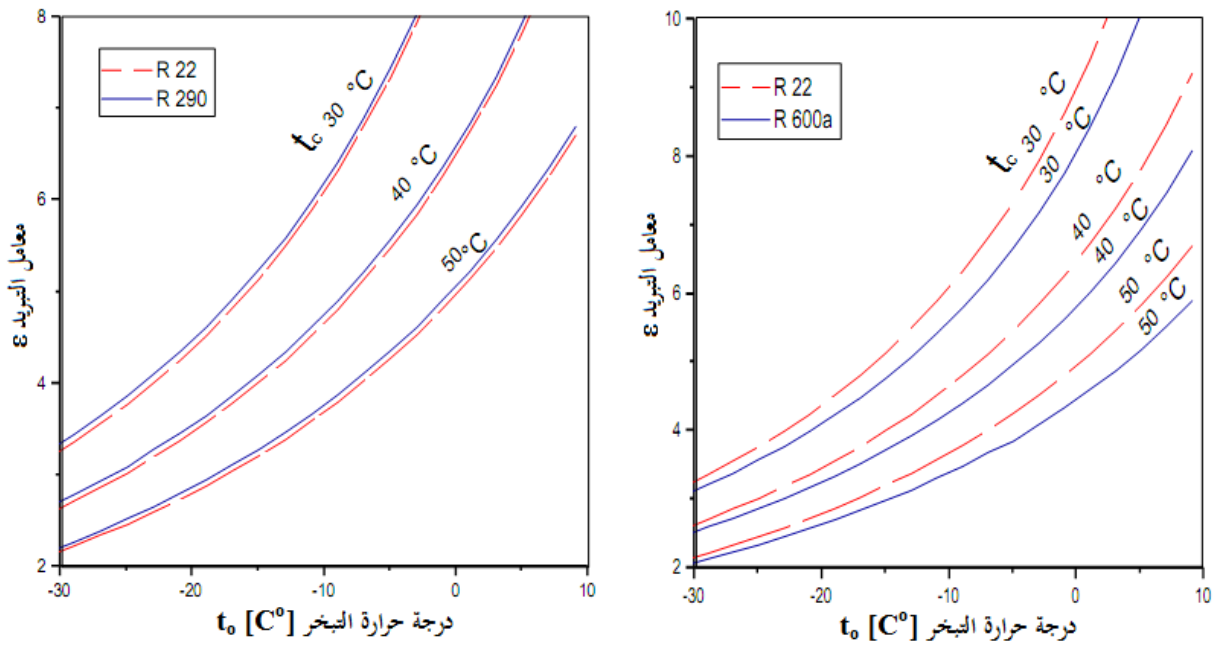
5-1-1 وضع التبريد:

بالعودة إلى المعادلة (1-6) يلاحظ أن قيمة معامل التبريد ε لدورة كارنو العكسية المثالية المستخدمة كدورة تبريد تزداد مع زيادة درجة حرارة المصدر الحراري T_L وانخفاض درجة حرارة الوسط المحيط T_a . في الشكل 1-5 الذي يعتمد على دورة إنضغاط البخار الفعلية (المبينة في الفقرة 1-5-1-2) يلاحظ أن معامل التبريد يزداد مع زيادة درجة حرارة التبخر لوسيط التبريد T_0 وانخفاض درجة حرارة التكاثف T_c كما يظهر مقدار هذه الزيادة باختلاف نوع وسيط التبريد ومقارنة أداء كل نوع مع أداء وسيط التبريد R22.

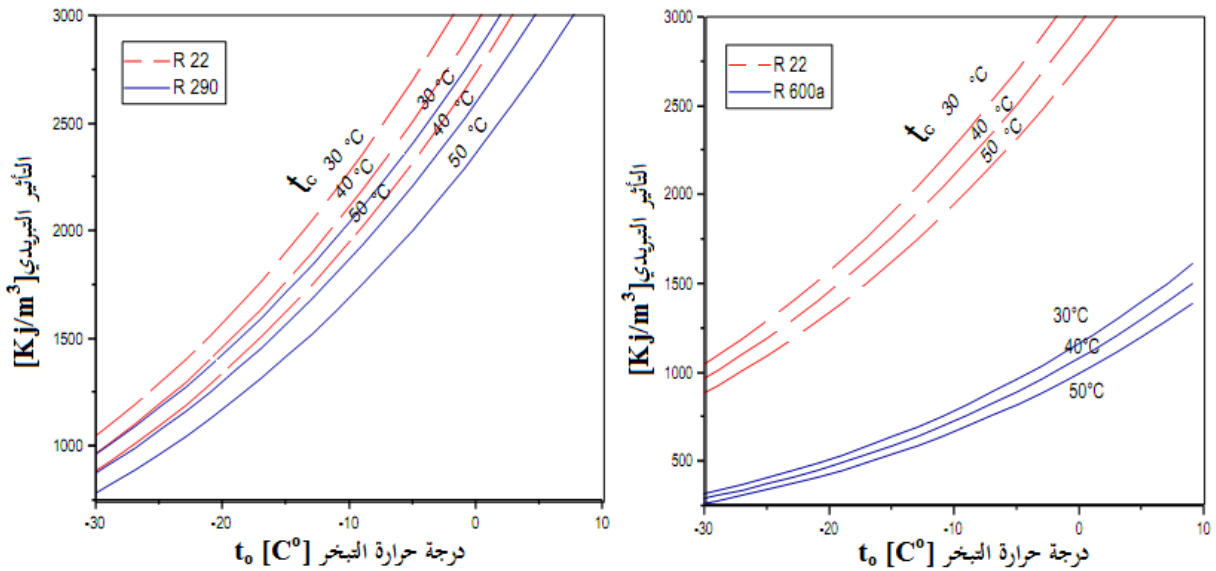
في الشكل 1-5 يظهر تأثير درجة حرارة التبخر على التأثير التبريدي أو استطاعة التبريد إذ يزداد التأثير التبريدي نسبة إلى واحدة الحجم من وسيط التبريد مع زيادة درجة حرارة التبخر T_0 وانخفاض درجة حرارة التكاثف T_c وذلك لثلاثة أنواع من وسيط التبريد.

عند استخدام المضخات الحرارية في وضع التبريد يقوم المبخر باستخلاص الحرارة من المكان المكيف، ويطرح المكثف الحرارة إلى الوسط المحيط وعلى اعتبار درجة حرارة الغرفة ثابتة فإن أداء المضخة الحرارية في وضع التبريد سيتعلق فقط بدرجة حرارة التكاثف T_c أو درجة حرارة الوسط الذي يتم طرح الحرارة إليه.

يظهر الشكل 1-3 ارتفاع معدل فعالية الطاقة EER للمضخات الحرارية هواء - هواء المنزلية مع انخفاض درجة حرارة الهواء الخارجي لعدة أنواع من وسائط التبريد، إذ تشكل تدريجات المحور العمودي من الشكل نسبة قيمة معدل فعالية الطاقة عند درجة حرارة معينة للهواء الخارجي إلى قيمته عند درجة حرارة خارجية 35 $^{\circ}C$.

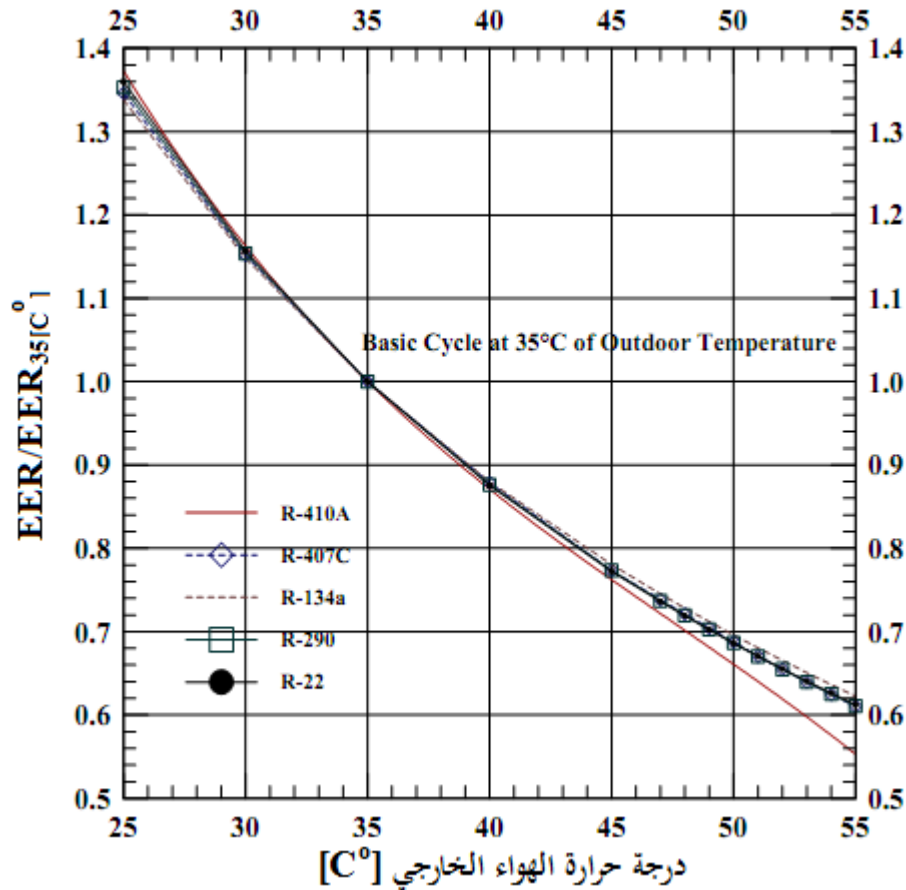


الشكل 5-1، تغير معامل التبريد مع درجتي حرارة التبخر والتكاثف
(Boumaza, 2010, p. 128)



الشكل 5-2، تغير التأثير التبريدي مع درجتي حرارة التبخر والتكاثف
(Boumaza, 2010, p. 129)

تحقق منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج (VGCHP) في وضع التبريد زيادة كبيرة في معدل فعالية الطاقة EER وقيم استطاعة التبريد التي يمكن أن تحققها مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية هواء - هواء وهذا ناتج عن الانخفاض النسبي لدرجة حرارة تكاثف وسيط التبريد في المبادل الحراري الخارجي وسيط تبريد - ماء.



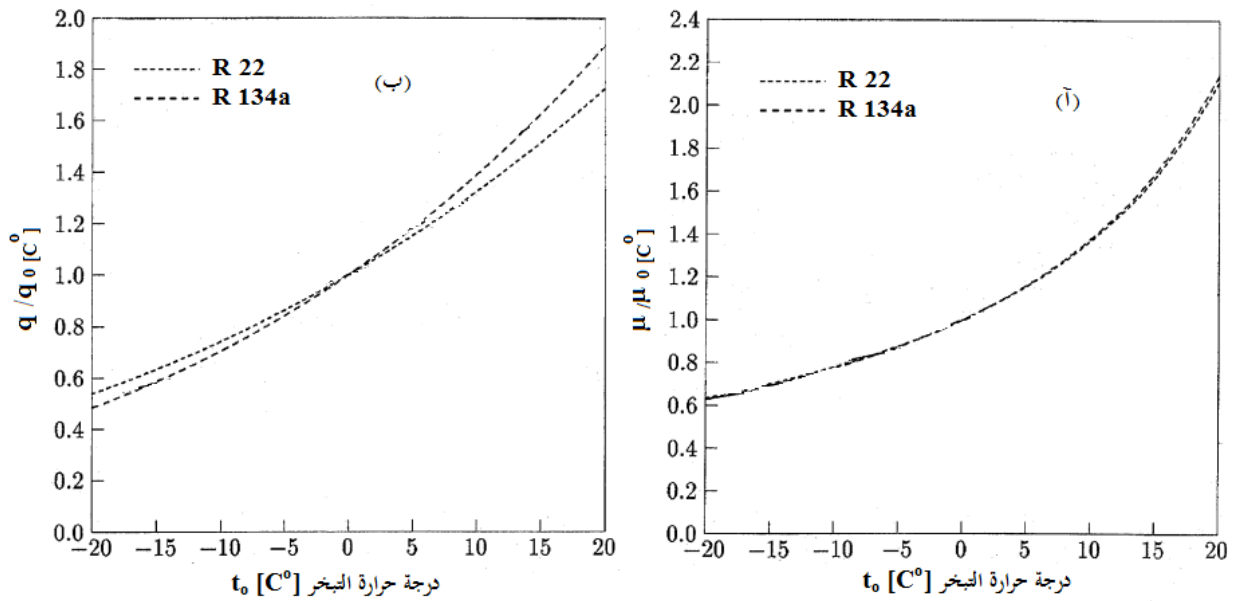
الشكل 3-5، تغير معدل فعالية الطاقة مع تغير درجة حرارة الهواء الخارجي في المضخات الحرارية المنزلية (Yana Motta, & Domanski, n.d.)

يمكن معرفة مقدار التخفيض الحاصل في درجة حرارة التكاثر بالعودة إلى الجدول 3-13 الذي يبين درجة حرارة الأرض t_g في عدة مدن وبلدان من العالم ومعرفة أن درجة حرارة دخول الماء لمكثف وحدة المضخة الحرارية يجب أن يكون أكبر 10 - 15 [C°] من درجة حرارة الأرض. ففي مدينة دمشق مثلاً يمكن أن تكون درجة حرارة دخول الماء إلى مكثف وحدة المضخة الحرارية أقل بحدود 10 [C°] من درجة حرارة الهواء الخارجي ويحصل تخفيض لدرجة حرارة التكاثر يتراوح بين 4-15 [C°] إذ إن استخدام الماء كمستهلك حراري بدلاً من الهواء في منظومات (VGCHP) يؤدي إلى تخفيض إضافي في درجة حرارة التكاثر T_c وبالتالي زيادة جديدة في معدل فعالية الطاقة EER، ويتم التكاثر في حالة الماء عندما تكون T_c أكبر بـ 5-8 [C°] من درجة حرارة الماء أما في حالة الهواء فيجب أن تكون أكبر بـ 10-12 [C°]. (مخبير، وعيسى، 2007، ص. 118)

5-1-2 وضع التدفئة:

بالعودة إلى المعادلة (9-1) يلاحظ أن قيمة معامل التدفئة μ لدورة كارنو العكسية المثالية المستخدمة كدورة تدفئة تزداد مع تناقص الفرق $T_H - T_a$.

الشكل 4-5 الذي يعتمد على دورة إنضغاط البخار الفعلية (المبينة في الفقرة 1-5-1-2) في الجزء (أ) يبين علاقة معامل التدفئة μ مع درجة حرارة التبخر T_0 لنوعين من وسيط التبريد R 22, R 134a على اعتبار ثبات درجة حرارة التكاثف T_c ، إذ تزداد قيمة μ مع زيادة T_0 ويعبر عن هذه الزيادة كنسبة بين قيمة μ عند درجة حرارة معينة إلى قيمته عند درجة الحرارة $0 [C^\circ]$.
الجزء (ب) يبين علاقة كمية الحرارة المنقولة q نسبة إلى 1 [Kg] من وسيط التبريد أو استطاعة التدفئة مع درجة حرارة التبخر T_0 على اعتبار ثبات درجة حرارة التكاثف T_c ، إذ تزداد قيمة q مع زيادة T_0 ويعبر عن هذه الزيادة كنسبة بين قيمة q عند درجة حرارة معينة إلى قيمته عند درجة الحرارة $0 [C^\circ]$.

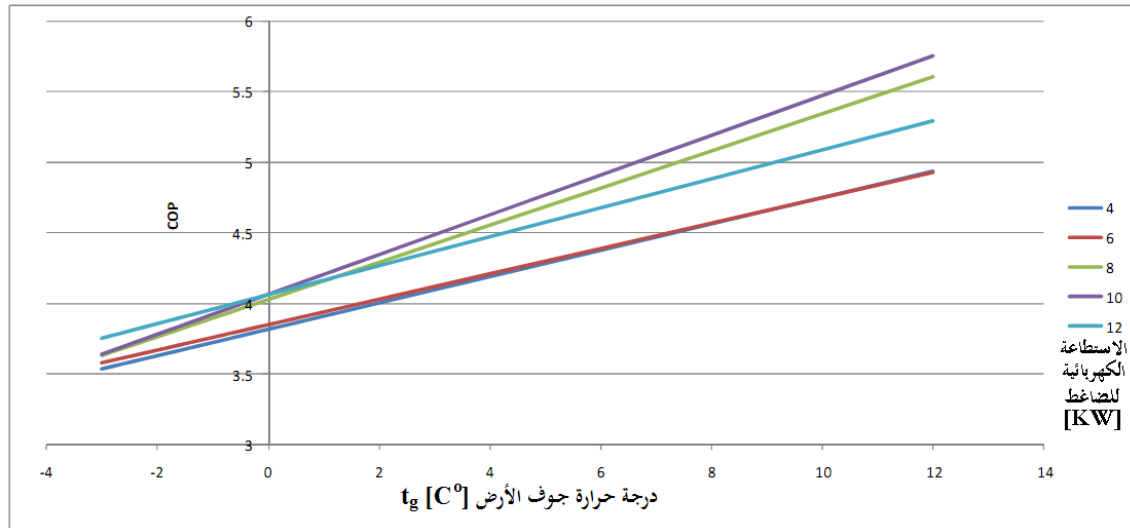


الشكل 4-5، علاقة معامل واستطاعة التدفئة بدرجة حرارة تبخر وسيط التبريد عند ثبات درجة

حرارة التكاثف (Kima, Pettersenb, & Bullardc, 2003, p. 132)

عند استخدام المضخات الحرارية في وضع التدفئة يقوم المبخر باستخلاص الحرارة من الوسط المحيط، وي طرح المكثف حرارة مفيدة إلى المكان المكيف وعلى اعتبار درجة حرارة الغرفة ثابتة فإن أداء المضخة الحرارية في وضع التدفئة سيتعلق فقط بدرجة حرارة التبخر T_0 أو درجة حرارة المصدر الذي يتم استخلاص الحرارة منه.

يظهر الشكل 5-5 ارتفاع معامل الأداء COP للمضخات الجيوحرارية (حسب EN14511) مع ارتفاع درجة حرارة جوف الأرض t_g ، كما يبين الشكل عدة قياسات من وحدات المضخة الحرارية إ تدل الأرقام الموجودة بجانب كل منحنى على الاستطاعة الكهربائية التي يحتاجها الضاغط [KW] للقيام بدورة التدفئة.



الشكل 5-5، تغير معامل الأداء للمضخات الجيوحرارية مع تغير درجة حرارة جوف الأرض
(Fact Sheet COP Variation with Temperature, 2009)

تحقق منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج (VGCHP) في وضع التدفئة زيادة كبيرة في معامل الأداء COP وقيم استطاعة التدفئة التي يمكن أن تحققها مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية هواء - هواء وهذا ناتج عن الارتفاع النسبي لدرجة حرارة تبخر وسيط التبريد في المبادل الحراري الخارجي وسيط تبريد - ماء.

بمناقشة مشابهة لمناقشة وضع التبريد ولشروط مدينة دمشق فإن درجة حرارة دخول الماء إلى مبخر وحدة المضخة الحرارية في وضع التدفئة يمكن أن تصل إلى 20 [C°] أكبر من درجة حرارة الهواء الخارجي وخاصة عند تصميم الحلقة الأرضية لتلبي حمل التبريد دون استخدام منظومة هجينة، كما أن استخدام الماء بدلاً من الهواء كمصدر حراري يرفع درجة حرارة التبخر بحدود 14-22 [C°] مما يؤدي لرفع معامل الأداء COP.

3-1-5 الأداء المزدوج للمضخات الجيوحرارية ومقدار التوفير الحاصل في الاستهلاك الكهربائي:

إضافة إلى رفع معاملات الأداء وزيادة استطاعة التدفئة والتبريد الحاصل باستخدام منظومات (VGCHP)، تحقق هذه المنظومات استقراراً في العمل والأداء مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية التقليدية هواء - هواء أو هواء - ماء ، إذ تؤثر تقلبات درجة حرارة الهواء الخارجي على أداء الأخيرة، ففي فصل الصيف مثلاً يرافق ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجية زيادة في حمل التبريد للبناء بينما تؤثر هذه الزيادة سلباً على أداء المضخة الحرارية كما يظهر الشكل 5-1 والشكل 5-2، أما في منظومات (VGCHP) فتعتبر درجة حرارة الأرض t_g ثابتة تقريباً كما أن معادلات التصميم تتلافى الزيادة البسيطة ممكنة الحدوث في درجة الحرارة نتيجة تأثير اختزان الحرارة اليومي والشهري والسنوي، وبالتالي فإن درجة حرارة دخول الماء إلى المبادل الحراري الخارجي لن تتأثر بتغيرات درجة حرارة الجو المحيط ولن تؤثر التغيرات على أداء المضخة الجيوحرارية.

تستجيب منظومات (VGCHP) لأحمال التبريد أو التدفئة الجزئية بشكل أفضل من المنظومات التقليدية، ففي حالات الحمل الجزئي تنخفض معاملات الأداء لوحداث المضخة الحرارية ويعوض هذا الانخفاض في منظومات (VGCHP) الطول الزائد للمبادلات الشاقولية (إذ إن تصميم المبادل يتم عادة على الحمل التصميمي للبناء) فترتفع درجة حرارة دخول الماء إلى مبادل وحدة المضخة الحرارية شتاءً وتنخفض صيفاً مما يؤدي إلى رفع المعاملات COP, EER.

تحتاج منظومات (VGCHP) لمضخات تحرك المياه ضمن الحلقة الأرضية، مما يزيد قليلاً من استهلاك الكهرباء، ولكن معاملات الأداء لكامل المنظومة تبقى أعلى من معاملات أداء منظومات المضخات الحرارية هواء - هواء.

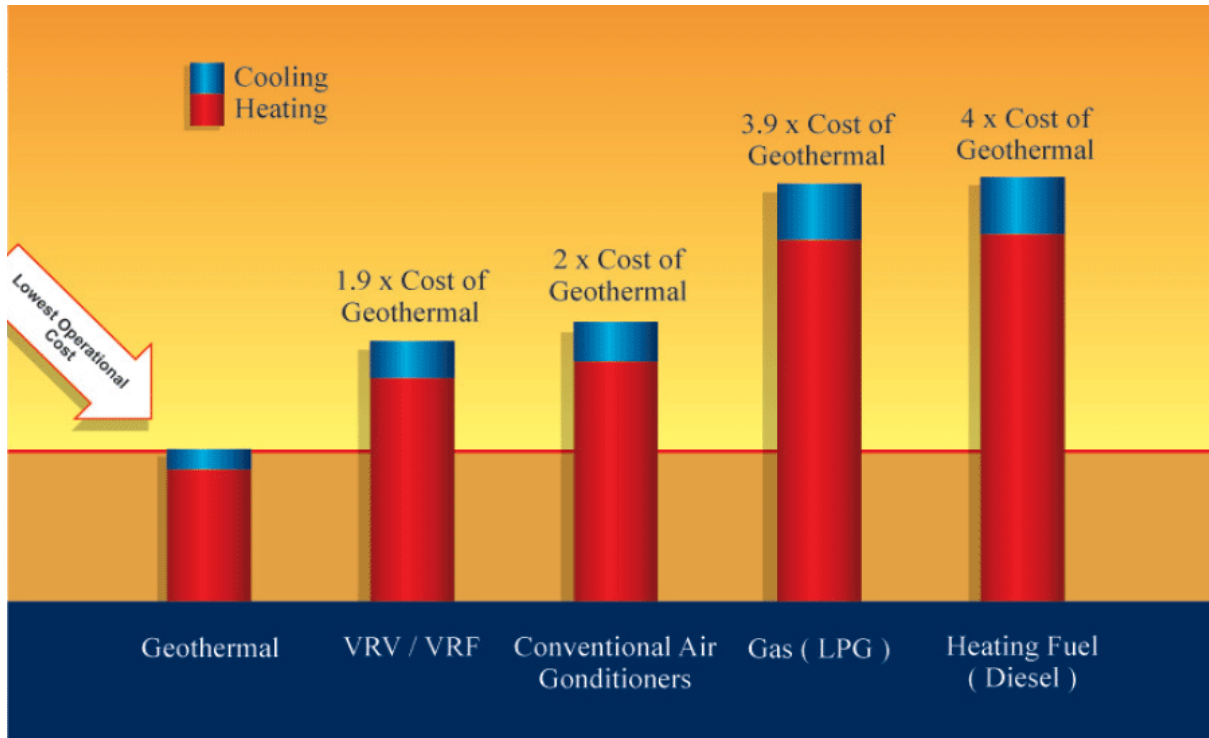
يظهر الشكل 5-6 مقارنة الكلفة الاستثمارية (كلفة التشغيل) لمنظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج (GCHP) مع أربعة من المنظومات التقليدية وتتضمن هذه الكلفة استهلاك الطاقة الكهربائية مع أجور الصيانة وقطع التبدل. تتضمن المنظومات المقارنة:

- منظومات المضخات الحرارية ذات وسيط التبريد متغير الحجم (VRV).
- أجهزة التكييف المنزلية ذات القطعتين (القطعة الخارجية تضم مبادل وسيط تبريد - هواء وضغط وصمام التمديد وباقي المتممات، وقطعة داخلية تحوي مبادل ومروحة ومتممات مع أنابيب لنقل وسيط التبريد وكابلات تحكم واصله بين القطعتين).
- منظومة التدفئة باستخدام الغاز المسال (البروبان).
- منظومة التدفئة باستخدام زيت الديزل أو المازوت.

ويظهر الشكل التوفير الكبير في كلفة التشغيل المحقق باستخدام منظومات المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج (GCHP).

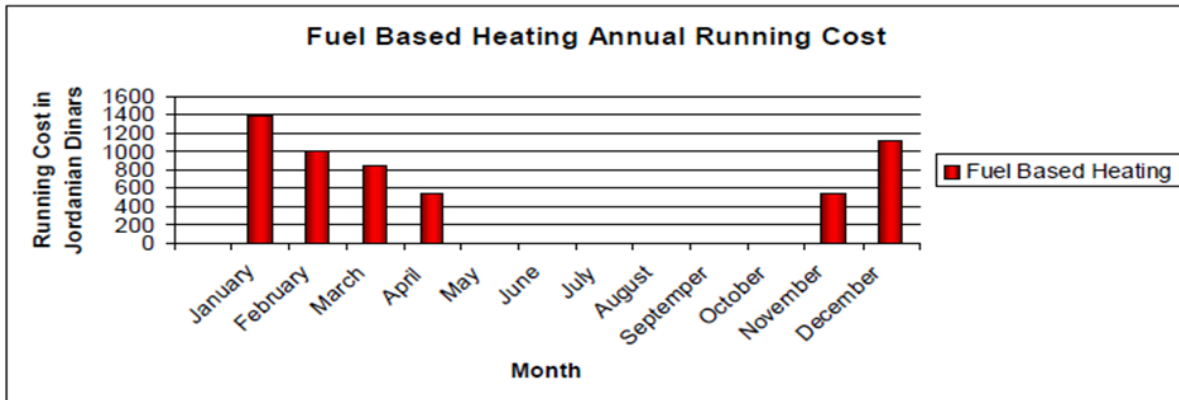
يبين الشكل 5-7 نتائج دراسة لشركة MEPWOER العاملة في القطر الأردني في مجال الطاقات المتجددة، إذ يظهر الشكل كلفة المازوت لمنظومة التدفئة المركزية التي تعتمد على حرق زيت الديزل باستخدام مرجل تسخين، وتظهر الكلفة لكل شهر من أشهر استخدام منظومة التدفئة والكلفة الإجمالية خلال فصل التدفئة بالاعتماد على سعر لتر المازوت 0.56 [JOD] وحمل تدفئة 60 [KW].

يبين الشكل 5-8 نتائج دراسة لشركة MEPWOER، يظهر الشكل كلفة استهلاك الكهرباء لمنظومة المضخات الحرارية هواء - هواء المنزلية في وضع التبريد، وتظهر الكلفة لكل شهر من أشهر استخدام منظومة التبريد والكلفة الإجمالية خلال فصل التبريد بالاعتماد على سعر كل [KWH] من الطاقة الكهربائية 0.113 [JOD] وحمل التبريد 60 [KW].



الشكل 5-6، مقارنة كلفة التشغيل لمنظومات GCHP مع عدد من المنظومات التقليدية (MEPOWER Co, Jordan)

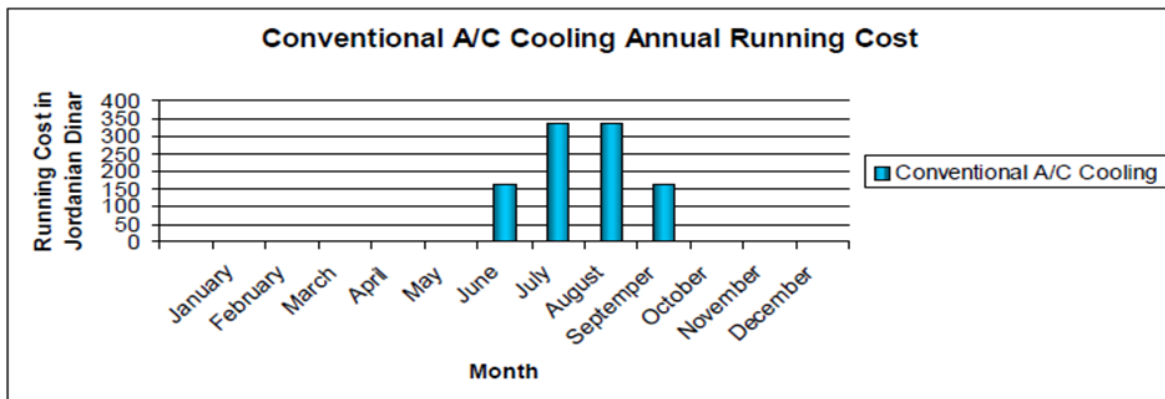
Fuel Based Heating Running Cost Analysis				
Heating Load	KWs / Liter / Hour	Liters / Hour	Price / Liter (JOD)	Running Cost / Hour (JOD)
60 kW	8	7.5	0.56	4.50



Annual Heating Running Cost = 1208 Hours x JOD 4.50 = JOD 5,436.00

الشكل 5-7، الكلفة المترتبة على استخدام منظومة التدفئة العاملة على زيت الديزل أو المازوت (MEPOWER Co, Jordan)

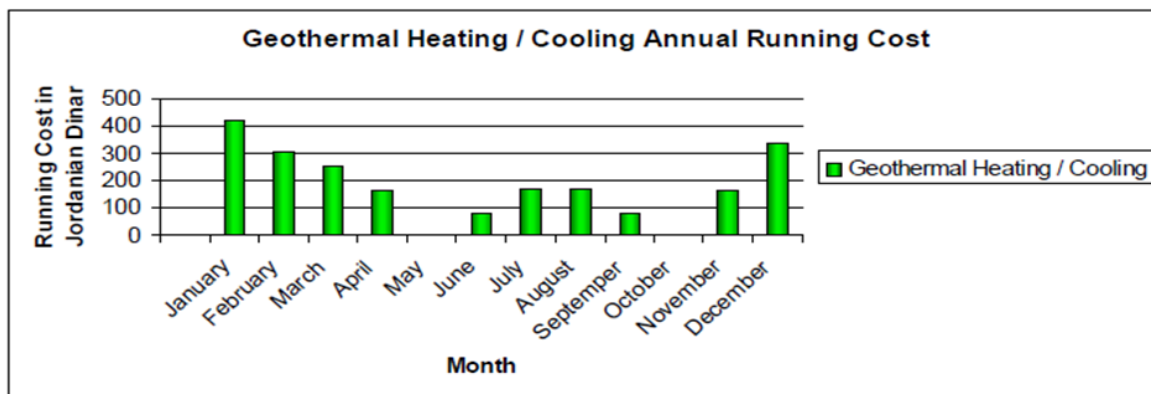
Conventional Based Cooling Running Cost Analysis				
Cooling Load	Average EER	KWH	Price / KWH (JOD)	Running Cost / Hour (JOD)
60 kW	2.5	24	.0.113	2.71



Annual Cooling Running Cost = 368 Hours x JOD 2.71 = JOD 998.00

الشكل 5-8، الكلفة المترتبة على استخدام منظومة التبريد التي تعتمد أجهزة التكييف المنزلية ذات القطعتين (MEPOWER Co, Jordan)

Geothermal Heating and Cooling Running Cost Analysis				
Heating / Cooling Load	Average COP	KWH	Price / KWH (JOD)	Running Cost / Hour (JOD)
60 kW	5	12	0.113	1.36

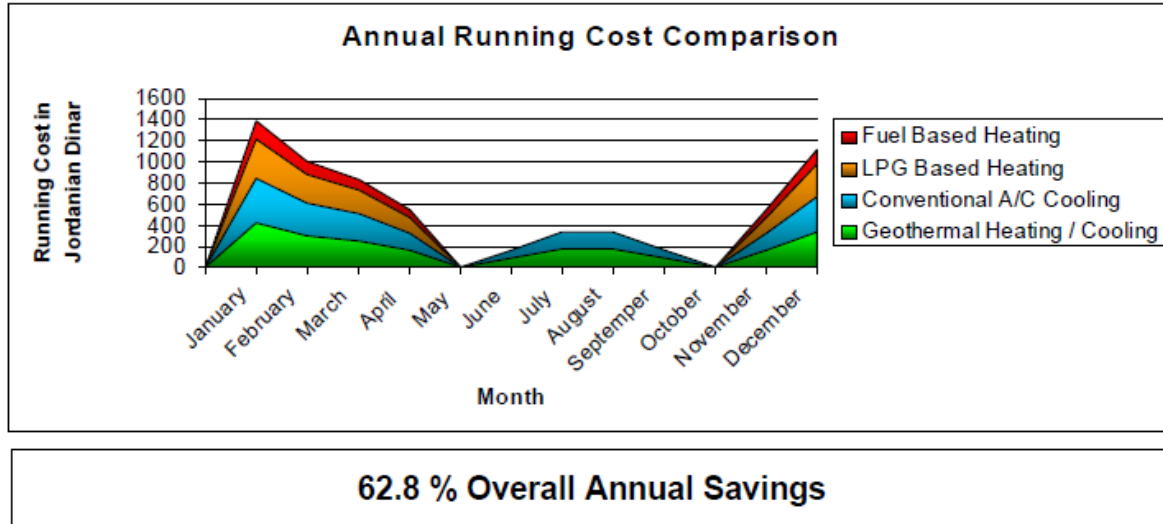


Annual Heating / Cooling Running Cost = 1576 Hours x JOD 1.36 = JOD 2,137.00

الشكل 5-9، الكلفة المترتبة على استخدام منظومة VGCHP للقيام بالتكييف على مدار العام (MEPOWER Co, Jordan)

يظهر الشكل 5-9 دراسة لنفس الشركة تبين كلفة استهلاك الكهرباء لمنظومة مضخة جيوحرارية شاقولية ذات أداء مزدوج (VGCHP) وتستخدم في وضعي التدفئة والتبريد لتؤمن التكييف على مدار العام بحمل تدفئة 60 [KW] وحمل تبريد 60 [KW]. كما يظهر الشكل 5-10 التوفير الكبير في كلفة استهلاك الطاقة والذي يصل إلى 62.8% على مدار العام.

يلاحظ أن دراسة الكلفة لشركة MEPWOER، تعتمد على أن عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التبريد $EFLH_c$ أصغر من عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة $EFLH_h$ وهذا تابع لطبيعة البناء ومكان تواجده، ويلاحظ أيضاً أن الحالة المدروسة هنا تعاكس الحالة المدروسة في المثال المحلول (3-4).



الشكل 5-10، مقارنة كلفة استهلاك الطاقة على مدار العام لمنظومات VGCHP مع المنظومات التقليدية (MEPOWER Co, Jordan)

5-2 الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP مقارنة بمنظومات التكييف الأخرى:

غالباً ما تكون الكلفة التأسيسية لمنظومات (VGCHP) مرتفعة نسبياً مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية التقليدية وخاصة المضخات الحرارية هواء - هواء المتعددة ويعود ذلك للأسباب التالية:

- وجود الحلقة الأرضية كجزء إضافي في المنظومات الجيوحرارية الشاقولية، يفرض كلفة تأسيسية إضافية ناتجة عن: كلفة أنابيب HDPE ومتمماتها من أنواع ووصلات وغيرها وكلفة الصمامات الكهربائية واليدوية ونفاثات الهواء وكلفة المضخات وكلفة المجمعات والأنابيب الرئيسية والعزل وكلفة برج التبريد أو غيره في حال استخدام منظومة هجينة وكلفة منظومات تحكم الحلقة الأرضية في حال وجودها وكلفة الحفر والملء ومواده وكلفة تسوية التربة وكلفة الأعمال المدنية من فتحات في الجدران وفتحات صيانة وأجور التركيب والمعدات وغيرها.
- كلفة اختبارات تحديد نوع التربة وخواصها الحرارية ودرجة حرارتها. يمكن الاستغناء عن هذه الاختبارات بطرق أقل دقة مثل استخدام الاحصائيات والخرائط ولكن ذلك قد يؤدي إلى زيادة أو إنقاص طول الحفر عن الطول المطلوب لتلبية احتياجات البناء.

أما عند استخدام مضخة حرارية هواء - هواء أو هواء - ماء مركزية (واحدة) فتكون الكلفة التأسيسية لكلا المنظومتين متقاربة.

تؤدي الخبرة العملية ودقة الحسابات إلى تخفيض الكلفة التأسيسية لمنظومات (VGCHP)، كما أن الزيادة في الكلفة التأسيسية غالباً ما يتم استردادها بعد مرور زمن معين على تشغيل المنظومة نتيجة لانخفاض معدلات استهلاك الطاقة وكلفة التشغيل.

يظهر الجدول 1-5 كلفة تركيب الحلقة الأرضية بالدولار الأمريكي نسبة للمتر الطولي من الحفرة. يعتمد الجدول على تقارير وإحصائيات من عشرين متعهد في المجال الجيوحراري كما تعتمد الكلفة في الجدول على الجزئيات التالية:

- كلفة إدخال أنبوب الـ HDPE ذي الشكل U ضمن الحفرة وتركيب الأنابيب الرئيسية والملاء.
- قطر الحفرة 120 [mm] لأنابيب HDPE بأقطار 20 و 25 [mm]، وقطر الحفرة 150 [mm] لأنابيب HDPE بأقطار 32 و 40 [mm].
- عمق مادة الملاء حوالي 6 [m] لعمق الحفر 75 [m].
- طول الخط الرئيس الذاهب حوالي 45 [m].
- ويمكن أن تزداد كلفة التركيب في الحالات التالية:
- أحجار نقل مرتفعة للعاملين والمواد.
- عندما يتم ملء كامل الحفرة بمواد محسنة حرارياً بدلاً من جزء.
- منتجات الحفر الطبيعية بحاجة لإخراج من الموقع.
- ترتيب معقد للخطوط الرئيسية.
- ارتفاع الجهد وصعوبة العمل نتيجة لظروف تتعلق بالمشروع.

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 132)

الجدول 1-5، كلفة تركيب الحلقة الأرضية [\$/m]

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 134)

القطر الاسمي للأنبوب [mm]	دائرة طينية في رمل أو طين أو حصى دقيقة أو صخور طرية دون تغطية للحلقة الأرضية		دائرة هوائية في صخور منخفضة إلى متوسطة القساوة دون تغطية		دائرة طينية في رمل أو طين أو حصى دقيقة أو صخور طرية دون تغطية للحلقة الأرضية		دائرة هوائية في صخور منخفضة إلى متوسطة القساوة دون تغطية		دائرة طينية في رمل أو طين أو حصى دقيقة أو صخور طرية دون تغطية للحلقة الأرضية	
	الأعلى	الأدنى	الأعلى	الأدنى	الأعلى	الأدنى	الأعلى	الأدنى	الأعلى	الأدنى
20	12.30	16.40	13.12	18.04	14.76	19.69	16.40	20.51	18.04	27.89
25	13.12	17.22	13.94	18.86	15.58	20.51	17.22	21.33	18.86	29.53
32	14.76	18.86	15.58	19.69	17.22	21.33	18.86	22.15	19.69	31.17
40	15.58	19.69	16.40	20.51	18.04	22.15	19.69	22.15	19.69	32.81

3-5 تخفيف الانبعاثات الضارة باستخدام منظومات VGCHP مقارنة بالمنظومات الأخرى:

تنتج منظومات المضخات الجيوحرارية نسباً منخفضة من الغازات الضارة بالبيئة مقارنة بمنظومات التكيف الأخرى، يندرج ضمن هذه الغازات غاز ثاني أكسيد الكربون CO₂ الذي يسبب ظاهرة الاحتباس الحراري وغاز ثاني أكسيد الكبريت SO₂ وأكاسيد النتروجين NO_x.

تعمل منظومات المضخات الجيوحرارية باستهلاك أقل للطاقة الكهربائية مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية الأخرى، وبالتالي تنخفض نسب إصدار الغازات الضارة في محطات توليد الكهرباء الغازية والبخارية التي تعتمد حرق الوقود الأحفوري.

يبين الجدول 5-2 نتائج دراسة أجريت لـ 600 منظومة مضخة جيوحرارية (GSHP) مركبة في أبنية مدارس على امتداد الولايات المتحدة الأمريكية، ويبين الجدول مقدار التخفيض الحاصل في الانبعاثات الضارة على مدى عشرين عاماً من التشغيل بوحدة [Kg]، مقارنة بثلاثة منظومات تقليدية هي:

ACC/VAV: منظومة مبرد ماء ذي تكاثف هوائي Air Cooled Chiller ومنظومة توزيع الهواء داخل المبنى من نوع حجم الهواء المتغير Variable Air Volume.

WCC/CAV: منظومة مبرد ماء ذي تكاثف مائي Water Cooled Chiller و منظومة توزيع الهواء داخل المبنى من نوع حجم الهواء الثابت Variable Air Volume.

WCC/VAV: منظومة مبرد ماء ذي تكاثف مائي و منظومة توزيع الهواء داخل المبنى من نوع حجم الهواء المتغير.

يظهر الشكل 5-11 مقدار التخفيض الحاصل في كمية غاز CO₂ نتيجة استخدام منظومات المضخات الجيوحرارية مقارنة بعدد من المنظومات التقليدية، إذ جرت الدراسة لعدد من المدن عن طريق هيئة الطاقة الأمريكية U.S. Department of Energy (DOE).

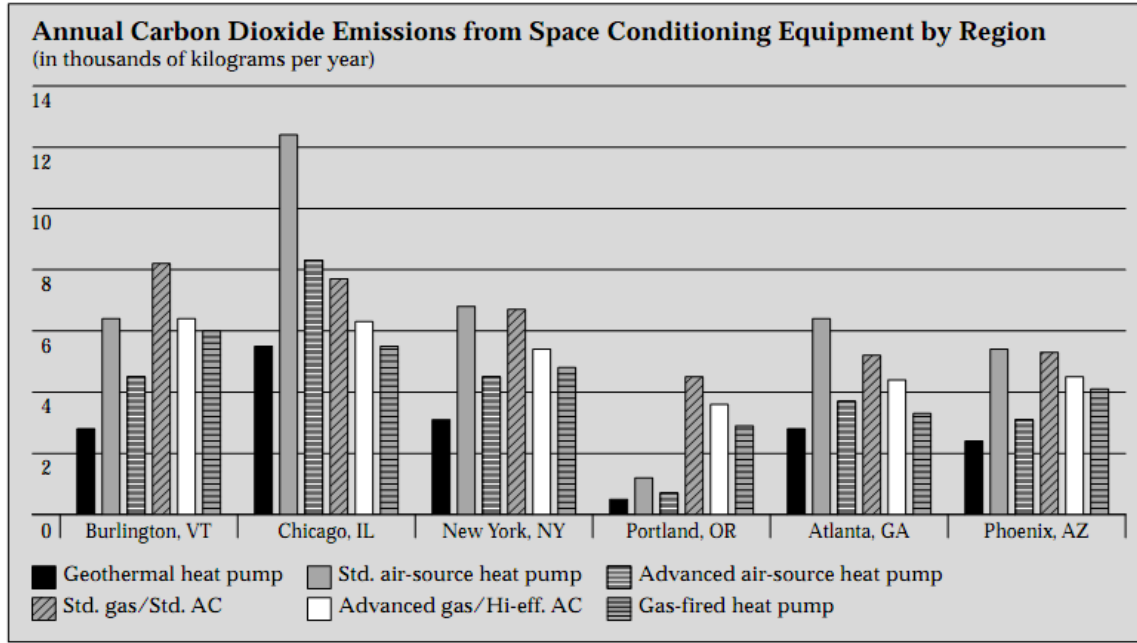
الجدول 5-2، الانبعاثات الضارة لثلاثة منظومات تقليدية مقترحة مقارنة بمنظومات المضخات

الجيوحرارية GSHP (Shonder, Michaela, & Hughes, 1996, p. 80)

الكمية [Kg/20year]				نوع الملوث
WCC/VAV	WCC/CAV	ACC/VAV	GSHP	
7,797,303	17,032,356	8,302,723	6,345,826	CO ₂
17,411	38,141	19,079	17,914	SO ₂
18,199	39,829	19,755	17,422	NO _x

5-4 أمثلة عملية على مقارنة الكلفة التأسيسية والاستثمارية لمنظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP مع عدد من المنظومات التقليدية:

سيتم في هذه الفقرة مقارنة الكلفة التأسيسية والاستثمارية لمنظومة (VGCHP) المدروسة في الفقرة (3-4) مع منظومتين تقليديتين أخريتين لنفس البناء وستحسب الكلفة التأسيسية وفقاً لبيانات (Cavanaugh, & Rafferty, 1997) بالدولار الأمريكي [\$].



الشكل 5-11، نسب انبعاث غاز CO₂ لعدد من المنظومات التقليدية مقارنة بمنظومات المضخات الجيوحرارية (Energy Efficiency and Renewable Energy, 1998, p. 3)

5-4-1 مقارنة الكلفة التأسيسية:

1- كلفة استخدام مضخات حرارية هواء - هواء لكل فراغ على حدة:

يتم استخدام سبعة مضخات حرارية هواء- هواء، إجمالي استطاعة التبريد 35.5 [ton] وتتضمن التكلفة: ثمن المضخات الحرارية والأنابيب النحاسية المعزولة وكابلات التحكم وثن مجاري الهواء المعزولة من الفولاذ المغلفن وثن فتحات هواء التغذية والهواء الراجع ومصافي الهواء وصمامات الهواء (الدامبرات) ومنظومات التثبيت والتعليق والأعمال المدنية ومنظومات التحكم المعيارية. وتشمل التكلفة ثمن المواد والتجهيزات وأجور الدراسة والتركيب والمعايرة والقياسات، وتظهر في الجدول 5-3.

الجدول 5-3، كلفة استخدام مضخات حرارية هواء - هواء متعددة

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 134)

الكمية الإجمالية [ton]	الكمية الفردية [ton]	العدد	مضخة حرارية هواء - هواء مع كافة المتطلبات حسب الاستطاعة [ton]
33400	16700	2	8
24000	12000	2	5
9000	9000	1	4
6700	6700	1	3
5800	5800	1	2.5
78900			الكلفة الإجمالية [\$]

65.75 \$/m²

كلفة منظومة التكييف نسبة إلى متر مربع من مساحة البناء:

تعتمد الكلفة الأخيرة على استطاعة المضخات الحرارية المركبة.

2- كلفة استخدام مضخة حرارية هواء - هواء واحدة لكامل البناء:

مضخة حرارية هواء- هواء واحدة لتكييف كامل البناء، استطاعتها التبريدية 30 [ton] وتتضمن التكلفة: ثمن المضخة الحرارية و ثمن مجاري الهواء المعزولة من الفولاذ المغلفن للهواء الذاهب والراجع و ثمن فتحات هواء التغذية والهواء الراجع ومصافي الهواء وصمامات الهواء (الدامبرات) و ثمن منظومات التنشيت والتعليق والأعمال المدنية ومنظومات التحكم المعيارية.

وتشمل التكلفة ثمن المواد والتجهيزات وأجور الدراسة والتركيب والمعايرة والقياسات.

كلفة منظومة التكييف [123500\$]

كلفة منظومة التكييف نسبة إلى متر مربع من مساحة البناء: 102.92 [\$/m²]

تعتمد الكلفة الأخيرة على استطاعة المضخة الحرارية المركبة.

3- كلفة استخدام منظومة المضخة الجيوحرارية VGCHP:

يتم استخدام سبعة مضخات حرارية ماء - هواء، إجمالي استطاعة التبريد 35.5 [ton] وتستخدم حلقة أرضية واحدة. وتشمل التكلفة ثمن المواد والتجهيزات وأجور الدراسة والتركيب والمعايرة والقياسات، وتظهر في الجدول 4-5.

الجدول 4-5، كلفة استخدام منظومة المضخة الجيوحرارية VGCHP

(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 135)

الكمية الإجمالية [m ³]	الكمية الفردية [m ³]	العدد	مكون منظومة VGCHP
44170	44170	1	الحلقة الأرضية: طول الحفر 2761 [m] وقطر أنابيب HDPE 40 [mm] وفق SDR9 دوارة طينية دون تغطية الحلقة
11200	5600	2	مضخة حرارية ماء - هواء 8 [ton]
7300	3650	2	مضخة حرارية ماء - هواء 5 [ton]
3100	3100	1	مضخة حرارية ماء - هواء 4 [ton]
2390	2390	1	مضخة حرارية ماء - هواء 3 [ton]
2200	2200	1	مضخة حرارية ماء - هواء 2.5 [ton]
9980	9980	1	الأنابيب الرئيسية والمجمعات أنابيب HDPE وفق SDR11 مع المتممات والصمامات
2760	1380	2	مضخات الحلقة الأرضية مع الصمامات
31700	31700	1	أعمال مجاري الهواء مع الفتحات والدامبرات
115100			الكلفة الإجمالية [115100\$]

كلفة منظومة التكييف نسبة إلى متر مربع من مساحة البناء: $95.92 [$/m^2]$

تعتمد الكلفة الأخيرة على استطاعة المضخات الحرارية المركبة ويمكن أن تزداد الكلفة إن تم ملء كامل الحفر بمواد الملء وكذلك عند استخدام المواد المانعة للتجمد. يلاحظ من الجدول 5-4 أن كلفة مجاري الهواء كبيرة نسبياً إذ تشكل حوالي 72% مقارنة بكلفة الحلقة الأرضية. يمكن تخفيض كلفة مجاري الهواء بعدة طرق منها: تبديل النوع من الفولاذ المغلفن إلى نوع آخر، إلغاء مجرى الهواء الراجع حسب الحالة، تقصير مسارات مجاري الهواء واستخدام وحدات مضخة حرارية أقرب إلى المكان المكيف. يمكن تخفيض كلفة المنظومة باتباع الإجراءات المذكورة حتى 8500 [\$] وذلك حسب شكل البناء وطبيعته.

عند مقارنة كلفة وجود حلقة أرضية واحدة أو عدة حلقات، يلاحظ انخفاض قليل في الكلفة التأسيسية عند استخدام حلقة أرضية لكل طابق وذلك بسبب شكل البناء إذ يتكون البناء من طابقين فقط ضمن منطقة واحدة. أما في حال كون مرافق البناء موزعة في عدة مناطق فقد يوفر استخدام عدة حلقات أرضية في الكلفة نتيجة التوفير في طول الأنابيب الرئيسية ذات الأقطار الكبيرة وتوزيعها إلى أنابيب متعددة ذات أقطار صغيرة نسبياً.

5-4-2 تخفيض الكلفة التأسيسية باستخدام منظومات VGCHP الهجينة:

في المناخات الدافئة وعندما تكون متطلبات التبريد أكبر بشكل ملحوظ من متطلبات التدفئة، فإن استخدام منظومة هجينة يؤدي إلى توفير كبير في الكلفة التأسيسية. عند استخدام حلقة أرضية بطول حفر L_h يحقق متطلبات التدفئة واستخدام برج تبريد مغلق ذي جريان قسري لتحقيق متطلبات التبريد بمساعدة الحلقة الأرضية، يمكن أن يصل التوفير في كلفة الحلقة الأرضية إلى 60% وسيضاف ثمن برج التبريد مع كافة متمماته ويمكن الحصول على توفير حتى 17000 [\$] أي: كلفة منظومة التكييف مع برج تبريد $98100 [$/m^2]$

كلفة منظومة التكييف نسبة إلى متر مربع من مساحة البناء: $81.75 [$/m^2]$

ينخفض التوفير الحاصل في الكلفة التأسيسية نتيجة استخدام المنظومة الهجينة التي تعتمد على برج التبريد في المناخات المعتدلة وينعدم في المناخات الباردة، كما تؤدي إضافة برج التبريد المغلق إلى تعقيدات في عملية التحكم وترفع بشكل ملحوظ من متطلبات الصيانة وتؤدي إلى إلغاء الاستفادة من الطول المفرط لمبادلات الحلقة الأرضية في رفع معامل الأداء COP في وضع التدفئة. يمكن باستخدام المنظومة الهجينة المبينة في الفقرة (4-2-1) تخفيض الطول المطلوب للحلقة الأرضية في وضعي التدفئة والتبريد L_h و L_c ويترتب على ذلك انخفاض الكلفة التأسيسية للمنظومة حتى في المناخات المعتدلة كما تبقى ميزة الاستفادة من الطول المفرط للحلقة الأرضية في رفع معامل أداء المضخة الحرارية في وضع التدفئة. ومقارنة بالمنظومة التي تستخدم برج التبريد فإن استخدام الوشيع المروحية يؤدي أيضاً إلى تعقيد تحكيمي ولكن تتخفف متطلبات الصيانة.

نتيجة انخفاض طول الحلقة الأرضية وإمكانية تغيير نوع أنابيب HDPE إلى نوع يتحمل ضغوطاً أقل يمكن الحصول على تخفيض في الكلفة التأسيسية حتى 13000 [\$] وبالتالي:

كلفة منظومة التكييف مع وشيعة مروحية

102100 [\$]

كلفة منظومة التكييف نسبة إلى متر مربع من مساحة البناء:

3-4-5 مقارنة الكلفة الاستثمارية (كلفة التشغيل):

يتم حساب مقدار استهلاك الطاقة الكهربائية بـ [KW] اللازمة لإنتاج 1 [KW] من الاستطاعة المفيدة في وضعي التدفئة والتبريد وذلك عند عمل وحدات المضخات الحرارية على الحمل الكامل.

1- استخدام مضخات حرارية هواء - هواء لكل فراغ على حدة:

يعطي الجدول 5-5 والجدول 5-6 قيم استهلاك الطاقة الكهربائية والاستطاعة المفيدة لوحدة المضخة الحرارية ذات الاستطاعة الاسمية 2.5 - 5 [ton] المصنعة وفق معيار معهد تكييف الهواء

والتبريد في الولايات المتحدة Air conditioning and Refrigeration Institute

(ARI 210/240)، كذلك بيانات الوحدة 8 [ton] وفق (ARI 208/230). تعطى البيانات في

وضع التبريد عند درجة حرارة الهواء الخارجي الجافة 40 [C°] ودرجة حرارة الهواء الداخلي الجافة

27 [C°] والرطوبة 19.5 [C°]، وفي وضع التدفئة عند درجة حرارة الهواء الخارجي الجافة -2 [C°]

ودرجة حرارة الهواء الداخلي الجافة 21 [C°].

الجدول 5-5، الطاقة الكهربائية المستهلكة لمضخات حرارية هواء - هواء متعددة (وضع التبريد)

(Good man Air Conditioning and Heating)

الاستطاعة الاسمية [ton]	العدد	W_{HPc} [KW]	Q_o [KW]	ΣW_{HPc} [KW]	ΣQ_o [KW]	$\Sigma W_{HPc} / \Sigma Q_o$
8	2	16.60	43.54	37.25	105.97	0.35
5	2	10.88	32.62			
4	1	3.78	11.61			
3	1	3.35	10.04			
2.5	1	2.64	8.16			

الجدول 5-6، الطاقة الكهربائية المستهلكة لمضخات حرارية هواء - هواء متعددة (وضع التدفئة)

(Good man Air Conditioning and Heating)

الاستطاعة الاسمية [ton]	العدد	W_{HPH} [KW]	Q [KW]	ΣW_{HPH} [KW]	ΣQ [KW]	$\Sigma W_{HPH} / \Sigma Q$
8	2	15.64	44.14	33.31	90.9	0.37
5	2	9.24	26.34			
4	1	3.24	8.76			
3	1	2.82	5.83			
2.5	1	2.37	5.83			

2- استخدام مضخة حرارية هواء - هواء واحدة لكل البناء:

يعطي الجدول 5-7 قيمة استهلاك الطاقة الكهربائية والاستطاعة المفيدة لوحدة المضخة الحرارية ذات الاستطاعة الاسمية 30 [ton] المصنعة وفق معيار معهد تكييف الهواء، التدفئة والتبريد في الولايات المتحدة Air conditioning, Heating and Refrigeration Institute in US (AHRI 360). تعطى البيانات فقط في وضع التبريد عند درجة حرارة الهواء الخارجي الجافة 40 [C°] ودرجة حرارة الهواء الداخلي الجافة 27 [C°] والرطوبة 19.5 [C°].

الجدول 5-7، الطاقة الكهربائية المستهلكة لمضخة حرارية هواء - هواء (وضع التبريد)
(YORK Heating and Air Conditioning)

الاستطاعة الاسمية [ton]	العدد	[KW] W_{HPc}	[KW] Q_0	W_{HPc}/Q_0
30	1	32.7	100.2	0.33

3- استخدام منظومة المضخة الجيوحرارية VGCHP:

باستخدام بيانات الجدول 3-21 والجدول 3-22 وعند درجة حرارة الهواء الداخلي الجافة 27 [C°] والرطوبة 19.5 [C°] في وضع التبريد، ودرجة حرارة الهواء الداخلي الجافة 21 [C°] في وضع التدفئة، واعتبار الاستهلاك الكهربائي لمضخة الحلقة الأرضية 1.5 [KW] ينتج الجدول 5-8 والجدول 5-9.

الجدول 5-8، الطاقة الكهربائية المستهلكة في منظومة VGCHP (وضع التبريد)

مكون منظومة VGCHP	العدد	W_{HPc} [KW]	Q_0 [KW]	ΣW_{HPc} [KW]	ΣQ_0 [KW]	$\Sigma W_{HPc}/\Sigma Q_0$
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 8	2	13.6	54	31.4	116.4	0.27
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 5	2	9	32.8			
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 4	1	2.9	11.6			
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 3	1	2.4	10			
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 2.5	1	2	8			
مضخة الحلقة الأرضية (العاملة)	1	1.5				

الجدول 5-9، الطاقة الكهربائية المستهلكة في منظومة VGCHP (وضع التدفئة)

مكون منظومة VGCHP	العدد	W_{HPH} [KW]	Q [KW]	ΣW_{HPH} [KW]	ΣQ [KW]	$\Sigma W_{HPH} / \Sigma Q$
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 8	2	13.4	55.6	30.3	121.2	0.25
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 6.5	2	8.6	35.4			
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 4	1	2.6	12.2			
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 3	1	2.3	9.8			
مضخة حرارية ماء - هواء [ton] 2.5	1	1.9	8.2			
مضخة الحلقة الأرضية (العاملة)	1	1.5				

4- استخدام منظومة المضخة الجيوحرارية VGCHP الهجينة مع وشيعة مروحية:

يزداد الاستهلاك الكهربائي في وضع التدفئة فقط بمقدار 0.8 [KW] وينخفض استهلاك مضخة الحلقة الأرضية بحوالي 0.5 [KW] في وضعي التدفئة والتبريد نتيجة لتناقص طول الحفر وبالتالي ينتج أن استهلاك الكهرباء المقابل للاستطاعة المفيدة لا يتغير تقريباً.

يبين الجدول 5-10 النسبة المئوية لتخفيض استهلاك الكهرباء المحقق بواسطة منظومات VGCHP مقارنة بمنظومات تقليدية أخرى وذلك في حالات التصميم التي يكون فيها عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التبريد $EFLH_c$ أكبر من عدد ساعات الحمل الكامل في وضع التدفئة $EFLH_h$.

الجدول 5-10، نسبة تخفيض الاستهلاك الكهربائي لمنظومة VGCHP مقارنة

بمنظومات تقليدية أخرى

نسبة التخفيض		المنظومة المقارنة
وضع التدفئة	وضع التبريد	
32%	23%	مضخات حرارية هواء - هواء متعددة
--	18%	مضخة حرارية هواء - هواء واحدة

5-5 زمن استرداد الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP:

يحسب زمن استرداد الكلفة التأسيسية من المعادلة:

$$EXPBP = \frac{C_{i1} - C_{i2}}{C_{r2} - C_{r1}} \quad (1-5)$$

إذ إن:

Extra Cost Pay Back Period :EXPBP زمن استرداد الكلفة التأسيسية الزائدة [year].

C_i : الكلفة التأسيسية للمنظومة [\$]. يدل الرقم 1 على الكلفة التأسيسية للمنظومة

VGCHP ويدل الرقم 2 على الكلفة التأسيسية للمنظومة المقارنة.

C_r : الكلفة الاستثمارية للمنظومة [\$/year]. يدل الرقم 1 على الكلفة الاستثمارية

للمنظومة VGCHP ويدل الرقم 2 على الكلفة الاستثمارية للمنظومة المقارنة.

(Gabrielli, & Bottarelli, 2011, p. 1334)

تتضمن الكلفة الاستثمارية: تكلفة الاستهلاك الكهربائي أجور الصيانة والتشغيل وتكلفة قطع التبديل.

سيتم حساب زمن استرداد الكلفة بالاعتماد على الاستهلاك الكهربائي فقط واعتبار تكلفة الصيانة

والتشغيل وقطع التبديل ثابتة لمختلف المنظومات.

تحتسب الكلفة الاستثمارية لمنظومة معينة من المعادلتين:

في وضع التبريد:

$$C_{rc} = \frac{\sum W_{HPc}}{\sum Q_o} \times \sum Q_{oGeothermal} \times EFLH_c \times KWH_{\$} \quad (2-5)$$

في وضع التدفئة:

$$C_{rh} = \frac{\sum W_{HPc}}{\sum Q} \times \sum Q_{Geothermal} \times EFLH_h \times KWH_{\$} \quad (3-5)$$

إذ إن:

$KWH_{\$}$: كلفة الكيلو وات الساعي من الكهرباء [\$]. وتؤخذ 0.1 [\$] في الأبنية

التجارية والصناعية و 0.17 [\$] للأبنية السكنية.

$Q_{oGeothermal}$, $Q_{geothermal}$: مجموع الاستطاعة المفيدة الناتجة عن وحدات المضخات

الحرارية للمنظومة الجيوحرارية في وضعي التبريد والتدفئة. إذ تتم مقارنة الاستهلاك

الكهربائي للمنظومات اعتماداً على قيم استطاعة مفيدة ثابتة.

بالعودة إلى الجدول 3-10 والجدول 3-11 يلاحظ أن عدد ساعات الحمل الكامل تتغير ضمن مجال

معين ولذلك يحسب زمن استرداد الكلفة التأسيسية للقيم التالية من عدد ساعات الحمل الكامل:

- القيم المستخدمة في المثال (3-4).

- قيمة $EFLH_h$ أصغر قيمة $EFLH_c$ الموافقة دون اختلاف معدل انتقال الحرارة السنوي

إلى الأرض Q_a .

- قيمة $EFLH_h$ أعظم قيمة $EFLH_c$ الموافقة.

يلاحظ من الجدول 5-11 أن زمن استرداد الكلفة التأسيسية الزائدة لمنظومات VGCHP يتراوح بين

5.7 و 20.9 [year] ويتناقص مع زيادة متطلبات التدفئة وعند استخدام المنظومات الهجينة.

الجدول 5-11، زمن استرداد الكلفة التأسيسية الزائدة [year] لمنظومات VGCHP مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية هواء - هواء المتعددة

منظومة VGCHP هجين مع وشيعة مروحية		منظومة VGCHP هجين مع برج تبريد		منظومة VGCHP بسيطة		$\frac{EFLH_c}{EFLH_h}$
0.17 [\$]	0.1 [\$]	0.17 [\$]	0.1 [\$]	0.17 [\$]	0.1 [\$]	
7.9	13.4	6.5	11.1	12.3	20.9	$\frac{1217}{412}$
7.3	12.5	6.1	10.3	11.4	19.4	$\frac{1250}{480}$
6.8	11.6	5.7	9.6	10.7	18.2	$\frac{1282}{550}$

إن الكلفة التأسيسية لمنظومة VGCHP أخفض من كلفة استخدام منظومة مضخة حرارية هواء - هواء واحدة لكل البناء في المثال (3-4) كما يحدث توفير في كلفة استهلاك الكهرباء كما يبين الجدول 5-12.

الجدول 5-12، التوفير في الكلفة التأسيسية لمنظومة VGCHP مقارنة بمنظومة مضخة حرارية هواء - هواء واحدة ومقدار توفير الاستهلاك الكهربائي في وضع التبريد

تخفيض الاستهلاك الكهربائي في وضع التبريد [\$/year]						تخفيض الكلفة	نوع منظومة VGCHP
EFLH _c =1282		EFLH _c =1250		EFLH _c =1217			
0.17 [\$]	0.1 [\$]	0.17 [\$]	0.1 [\$]	0.17 [\$]	0.1 [\$]		
1522	895	1484	873	1445	850	8400	بسيطة
						25400	هجينة مع برج تبريد
						21400	هجينة مع وشيعه مروحية

الاستنتاجات والتوصيات
(Thesis)

1- الفرضيات المستخلصة من البحث:

1- تحقق المضخات الحرارية ذات المصدر الأرضي أو منظومات المضخات الجيوحرارية GSHP - والتي تعتمد على آلات التبريد ذات دورة انضغاط البخار المغلقة- توفيراً في استهلاك الطاقة الكهربائية مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية التقليدية مثل المضخات الحرارية هواء- هواء ويحصل التوفير في وضعي التدفئة والتبريد. ينتج ذلك عن الارتفاع النسبي لدرجة حرارة الأرض (أو المياه الجوفية) شتاءً وانخفاضها صيفاً عن درجة حرارة الهواء الخارجي، والاستقرار النسبي لدرجة حرارة الأرض مقارنة بالجو الخارجي.

2- تستعمل المضخات الجيوحرارية ذات الأداء المزدوج GCHP لأداء وظيفتي التدفئة والتبريد في منظومات التكيف وتتميز منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP من بين منظومات GCHP بميزات فريدة تتلخص بما يلي:

- مساحة الأرض المطلوبة أقل.
 - كمية الأنابيب المطلوبة أقل.
 - كمية المياه المطلوبة للحلقة الأرضية أقل.
 - انخفاض الاستطاعة الكهربائية اللازمة لعمل مضخات الحلقة الأرضية.
 - عدم اهتراء التجهيزات كون الحلقة الأرضية مغلقة.
- ولعل أهم ميزة لمنظومات VGCHP هي أعماق الحفر الكبيرة التي تتركب عندها مبادلات الحلقة الأرضية إذ تعتبر درجة حرارة الأرض ثابتة ولا تتأثر أبداً بتغيرات الجو الخارجي مما يجعل أداء المنظومة مستقرًا لدرجة كبيرة على عكس المنظومات التقليدية (مثل المضخات الحرارية هواء- هواء) إذ تؤدي زيادة درجة حرارة الهواء الخارجي صيفاً إلى انخفاض معدل فعالية الطاقة EER واستطاعة التبريد المفيدة في الوقت الذي يرتفع فيه مطلب البناء للتبريد نتيجة ارتفاع حمل التبريد المطلوب كما يحدث العكس شتاءً. يعدّ تأثر منظومات VGCHP بحالات الحمل الجزئي قليلاً مقارنة بالمنظومات التقليدية، إذ تتغير درجة حرارة دخول الماء إلى وحدة المضخة الحرارية دوماً باتجاه رفع قيم المعاملات COP و EER في أوقات الحمل الجزئي، ويأتي ذلك نتيجة الطول المفرط للمبادلات الأرضية في هذه الأوقات.

3- إن الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP مرتفعة وتزيد الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP ذات وحدات المضخات الحرارية ماء - هواء المتعددة عن الكلفة التأسيسية لمنظومات المضخات الحرارية هواء - هواء المتعددة بحوالي 50% كما تنقص عن كلفة المنظومة المركزية ذات وحدة المضخة الحرارية هواء - هواء واحدة بحوالي 5%.

4- تزداد الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP عند:

- إجراء فحوص للتربة ضمن الموقع.
- الحاجة لمنظومة تحكمية مرتفعة التكلفة.

- اختيار وحدات المضخات الحرارية ماء - هواء ذات قيم EER و COP مرتفعة وفق المعايير المعتمدة.
- الحاجة لماء كامل الثقب بمواد ملء محسنة حرارياً عند وجود عدة خزانات جوفية.
- الحاجة لنقل كامل نواتج الحفر إلى خارج أرض الموقع.
- كون نوعية التربة تفرض شروطاً خاصة للحفر أو أن خواصها الحرارية تفرض زيادة طول الحفر بشكل كبير.
- الحاجة لأنابيب HDPE تتحمل ضغوطاً مرتفعة.
- الحاجة لوضع مواد مانعة للتجمد ضمن الحلقة الأرضية.
- الحاجة لوضع غطاء للحلقة الأرضية.
- 5- تزداد الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP بشكل غير مبرر عند:
 - استخدام القواعد التجريبية عند تصميم الحلقة مما يؤدي إلى أطوال مفرطة للمبادلات الأرضية أو الاعتماد على استطاعة التبريد لوحدات المضخات الحرارية بدلاً من الاعتماد على حمل التبريد التصميمي للبناء عند تحديد طول الحفر.
 - اعتماد قيم الجريان الصفائي داخل مبادلات الحلقة الأرضية مما يزيد من طول هذه المبادلات.
 - استخدام أنابيب HDPE تتحمل ضغوطاً أكبر من المطلوب وخاصة للأنابيب الرئيسية.
 - استخدام صمامات موازنة للمبادلات الأرضية المتفرعة.
 - الإفراط في استخدام الصمامات والمتممات للحلقة الأرضية.
 - استخدام حلقة أرضية واحدة في المرافق التي تتألف من أبنية متعددة متباعدة أو وضع حلقات أرضية متعددة في المرافق التي تتألف من بناء واحد.
 - الإفراط في وضع المواد المانعة للتجمد أو استخدامها عند عدم الحاجة إليها.
 - استخدام منظومة تحكمية معقدة لمضخات الحلقة الأرضية دون الحاجة لذلك.
 - ملئ كامل الثقب بمواد محسنة حرارياً عند عدم وجود حاجة لذلك.
 - زيادة معامل الدارة القصيرة F_{sc} بزيادة عدد المبادلات الشاقولية المتفرعة عن الأنبوب الرئيسي.
 - عند الخطأ في تقدير عدد ساعات الحمل الكامل في وضعي التبريد والتدفئة .
 - المبالغة في تخفيض درجة حرارة دخول المياه إلى وحدة المضخة الحرارية صيفاً وزيادتها شتاءً.
 - الإفراط في حجم شبكة مجاري الهواء داخل المبنى.
- وبالتالي يمكن تخفيض الكلفة التأسيسية لمنظومات VGCHP بتحقيق التصميم الدقيق وتلافي الكلفة التأسيسية الزائدة غير المبررة.

- 6- يخفض استخدام منظومات VGCHP الهجينة من الكلفة التأسيسية وفق ما يلي:
- تخفض المنظومة الهجينة ذات برج التبريد حوالي 15% من الكلفة التأسيسية في المناخات التي يسيطر فيها وضع التبريد، ويقل التخفيض في المناخات المعتدلة وينعدم في المناخات التي يكون فيها وضع التدفئة هو المسيطر. بينما تزيد إضافة برج التبريد من تعقيد المنظومة ومتطلبات التحكم والصيانة المستقبلية.
 - تخفض المنظومة الهجينة ذات الوشيعية المروحية حوالي 12% من الكلفة التأسيسية إذ يمكن في المناخات التي يسيطر فيها وضع التبريد أن تبقى ميزة الاستفادة من طول المبادلات الشاقولية المفرط للاستفادة منه في رفع معامل الأداء COP في وضع التدفئة. بينما ترفع إضافة الوشيعية المروحية من متطلبات التحكم.
- 7- إن الاستفادة من حرارة عدم التوازن المخزنة في جوف الأرض Q_{Tot} في تسخين المياه تتطلب استخدام منظومة هجينة معقدة تضم وحدة مضخة حرارية ماء - ماء إضافية، كما ينحصر استخدامها على أبنية معينة تتطلب كميات كبيرة من الماء الساخن في المناخات التي يسيطر فيها وضع التبريد. أما في حال استخدام وحدة مضخة حرارية ماء - ماء بدلاً من ماء - هواء ضمن منظومة VGCHP يمكن عندئذ تسخين المياه وتحقيق توفير في الاستهلاك الكهربائي إذ يعدّ حمل تسخين المياه جزء من حمل التدفئة التصميمي للبناء.
- 8- توفر منظومات VGCHP في استهلاك الطاقة الكهربائية مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية التقليدية نتيجة عملها بمعاملات COP و EER أعلى، إذ توفر منظومة VGCHP التي تعتمد على وحدات مضخات حرارية ماء - هواء متعددة حوالي 23% من قيمة الاستهلاك الكهربائي في وضع التبريد و 32% في وضع التدفئة مقارنة بمنظومة المضخات الحرارية هواء - هواء المتعددة وتوفر حوالي 18% في وضع التبريد مقارنة بمنظومة المضخة الحرارية هواء - هواء المفردة، وذلك في شروط مشابهة لشروط مدينة دمشق.
- ينخفض الاستهلاك الكهربائي لمنظومات VGCHP عندما يتم:
- اختيار وحدات المضخات الحرارية ماء - هواء ذات معاملات EER و COP مرتفعة وفق المعايير المعتمدة.
 - اختيار درجة حرارة دخول الماء في وضعي التدفئة والتبريد على نحو تحقق فيه وحدة المضخة الحرارية مردوداً مرتفعاً.
 - اختيار قيمة استهلاك الكهرباء لمضخة الحلقة الأرضية ضمن التصنيف الممتاز أو الجيد وذلك باختيار قيم تدفق مناسبة وتخفيض فاقد الضغط ما أمكن.
 - اختيار قيم التدفق التي تحقق جرياناً مضطرباً داخل أنابيب الحلقة الأرضية.
 - عدم استخدام المواد المانعة للتجمد إلا في حال الحاجة لذلك.

9- يزداد توفير الاستهلاك الكهربائي لمنظومات VGCHP مع زيادة عدد الساعات المكافئة للحمل الكامل في وضع التدفئة $EFLH_h$ وينخفض زمن استرداد الكلفة التأسيسية مع زيادة $EFLH_h$ ومع زيادة كلفة الكيلو واط ساعي KWH_s من الكهرباء. يحقق استخدام المنظومات الهجينة تخفيضاً كبيراً في زمن استرداد الكلفة التأسيسية الزائدة مقارنة بمنظومات المضخات الحرارية هواء - هواء المتعددة يصل إلى خمس سنوات.

10- إن اختيار عدد أقسام الحلقة الأرضية وتوزيع المبادلات الشاقولية وتحديد أمكنة صمامات القطع وتوضع نفاثات الهواء تؤثر بشكل كبير على عمليات الصيانة المستقبلية وإفراغ الهواء من الحلقة.

11- نتيجة انخفاض الاستهلاك الكهربائي لمنظومات VGCHP ينخفض إصدار الملوثات الضارة حتى 65% مقارنة بمنظومات التكييف التقليدية، ويتضمن ذلك ثاني أكسيد الكربون CO_2 وثاني أكسيد الكبريت SO_2 وأكاسيد النتروجين NO_x مما يقلل من التلوث البيئي ويخفف من ظاهرة الاحتباس الحراري. تحقق منظومات المضخات الحرارية التقليدية في وضع التدفئة تخفيضاً في إصدار الانبعاثات الضارة مقارنة بمنظومات المراجل الحرارية والتدفئة المباشرة بالكهرباء، ويفوق تخفيض الانبعاثات الذي تحققه منظومات VGCHP التخفيض الحاصل عن طريق المضخات الحرارية التقليدية.

12- يؤدي استخدام البرامج الحاسوبية في عملية التصميم إلى توفير كبير في الوقت والجهد- وذلك ينطبق على كثير من المجالات الهندسية ومجالات الحياة- كما يمكن من مقارنة البدائل المختلفة لعملية التصميم واستخلاص النتائج.

2- التوصيات والمقترحات:

- 1- توصية باستخدام منظومات المضخات الجيوحرارية GSHP في تكييف المباني وخاصة الأبنية الكبيرة لما لها من أثر اقتصادي جيد وفعالية عالية في تقليل التلوث البيئي.
- 2- الاختيار المناسب لمنظومة المضخة الجيوحرارية حسب طبيعة البناء والموقع ومساحة الأرض المتوفرة والموارد المائية المتاحة وبخاصة منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP لما لها من ميزات فريدة مقارنة بالمنظومات الأخرى.
- 3- محاولة تخفيض الكلفة التأسيسية عند تصميم منظومات VGCHP بهدف زيادة الجدوى الاقتصادية من استخدامها. واعتماد المنظومات الهجينة عند وجود فنيين قادرين على التعامل مع صعوبات التحكم والصيانة.
- 4- اختيار التجهيزات وبارامترات التصميم التي تحقق التخفيض الأمثل في الكلفة الاستثمارية لمنظومات VGCHP.
- 5- استخدام برامج الحاسوب في عملية التصميم والتي تمكن من توفير الوقت والجهد وتعطي القدرة على مقارنة فعالية البدائل المختلفة.
- 6- إن التصميم الجيد لمنظومات VGCHP يستدعي ما يلي:
 - بساطة التصميم ودقته.
 - الاعتماد على الحسابات والبيانات بدلاً من استخدام علاقات التصميم التجريبية.
 - الحصول على خواص التربة عن طريق فحوص واختبارات تجرى في الموقع أو عن إحصائيات واختبارات موثوقة من جهة معينة.
 - استخدام أنابيب HDPE التي توصل باللحام الحراري واختيار النوع وفق المعايير المطلوبة وضغط التشغيل المحسوب.
 - محاولة استخدام منتجات الحفر نفسها لملء الحفر من جديد وتجنب استخدام مواد الملء ذات الموصلية الحرارية المنخفضة.
 - مبادعة الحفر قدر الإمكان لتخفيف تأثير التداخل الحراري بين الحفر واختزان الحرارة.
 - استخدام وحدات مضخات حرارية ذات معاملات COP و EER مرتفعة (ARI-330).
 - حساب الحلقة الأرضية على نحو تحقق فيه استهلاك كهربائي منخفض لمضخة الحلقة.
 - تجنب استخدام منظومات التحكم المعقدة والمكلفة.
 - تجنب استخدام كميات مفرطة من المواد المانعة للتجمد.
 - توخي الدقة في حساب أحمال التكييف للبناء.
- 7- ضرورة إجراء مقارنة اقتصادية لمنظومات VGCHP مع المنظومات التقليدية عند انتهاء عملية التصميم وذلك لتقرير الجدوى الاقتصادية من استخدام منظومات VGCHP.

- 8- العمل على تطبيق منظومة VGCHP هجينة مع وشيعة مروحية بشكل عملي، ومقارنة البيانات الحاصلة على الواقع مع نتائج الدراسة النظرية.
- 9- محاولة وضع ودراسة تصميمات هجينة جديدة بسيطة التركيب يسهل التحكم بها وربط منظومات VGCHP مع منظومات الطاقة المتجددة مثل الطاقة الشمسية والريحية وكذلك استعمال منظومات VGCHP كأجزاء مساعدة ضمن المنظومات التقليدية.
- 10- إيجاد طرق عملية لتبديد معدل انتقال الحراري السنوي إلى جوف الأرض Q_a .
- 11- يجب بحث تأثير وجود المياه الجوفية وحركتها على فعالية منظومات VGCHP، كون هذا التأثير ما يزال غير مدروس بشكل جيد.
- 12- دراسة منظومات الآبار العامودية SCW ومحاولة تطويرها كونها تعدّ من المنظومات الحديثة والواعدة في مجال تكيف المباني.
- 13- العمل على صنع جداول بيانات لدرجات حرارة الأرض والمياه الجوفية والخواص الحرارية للتربة في مختلف مناطق الجمهورية العربية السورية.

مراجع البحث:

1. برمجة الحاسب. (د. ت.). المملكة العربية السعودية: الإدارة العامة لتصميم وتطوير المناهج.
2. مخبير، نديم وعيسى، علي. (2007). هندسة التبريد الجزء الأول (ط. 1). دمشق: جامعة دمشق.
3. ناعمة، وجيه. (2010). المضخات الحرارية وتطبيقاتها (ط. 1). دمشق: جامعة دمشق.
4. ASHRAE. (1997). FLUID FLOW Chapter 2. In FUNDAMENTALS HANDBOOK (1st ed, pp. 2.1-2.14). USA: ASHRAE.
5. ASHRAE. (1997). PHYSICAL PROPERTIES OF SECONDARY COOLANTS (BRINES) Chapter 20 In FUNDAMENTALS HANDBOOK (1st ed, pp. 20.1-20.13). USA: ASHRAE.
6. ASHRAE. (2000). HYDRONIC HEATING AND COOLING SYSTEM DESIGN Chapter 12 In Systems and Equipment HANDBOOK (1st ed, pp. 12.1-12.18). USA ASHRAE.
7. ASHRAE. (2007). GEOTHERMAL ENERGY Chapter 32 In APPLICATION HANDBOOK (1st ed, pp. 32.1-32.30). USA: ASHRAE
8. ASHRAE. (2009). CLIMATIC DESIGN INFORMATION Chapter 14 In FUNDAMENTALS HANDBOOK (1st ed, pp. 14.1-14.17). USA ASHRAE.
9. Bliesener, R., Ebel, F., Löffler, C., Plagemann, C. B., Regber, H., Terzi, E.v., et al.(2002). Programmable Logic Controllers Basic Level In Textbook TP 301(1st ed, pp.11-15). Denkendorf: Festo Didactic GmbH & Co.
10. Boumazza, M. (2010). Performances Assessment of Natural Refrigerants as Substitutes to CFC and HCFC in Hot Climate In Int. J. of Thermal & Environmental Engineering (pp. 125-130). IASKS.
11. Cavanaugh, S.P, & Rafferty, K. (1997). GROUND SOURCE HEAT PUMPS, DESIGN OF GEOTHERMAL SYSTEMS FOR COMERCIAL AND INSTITUTIONAL BUILDINGS. USA: ASHRAE.
12. CHIASSON, A. D. (1999). ADVANCES IN MODELING OF GROUND SOURCE HEAT PUMP. MASTER of SCIENCE, Oklahoma State University, USA
13. Design. (n.d.). Vinidex systems and solutions Irrigation warehouse group Pty Ltd.
14. Egg, J, & Hwoard, B.C. (2011). Geothermal HVAC Green Heating and Cooling. USA: McGraw-Hill Companies.
15. ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY. (1998). USA: Department of Energy (DOE) by the National Renewable Energy Laboratory (NREL).
16. Energy-Efficient r-410A 13 SEER Split System Heat pump 1½ to 5 tons. (n.d.). Good man Air Conditioning and Heating.

17. Fact Sheet COP Variation with Temperature. (2009). Truro Cornwall: Kensa Engineering Ltd.
18. Gabrielli, L., & Bottarelli, M. (2011). Economic performance of ground source heat pump: does it pay off? In Geothermal Applications (pp. 1329-1336). Sweden: World Renewable Energy Congress.
19. GEOTHERMAL ENERGY. (n.d.). Jordan: MEPOWER Co.
20. Heating and Cooling With a Heat Pump. (2004). Canada: Her Majesty the Queen in Right of Canada.
21. High Performance PE Materials for Water Piping Applications. (2007). Plastics Pipe Institute.
22. Kima, M., Pettersenb, J., & Bullardc, C. (2003). Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems. Elsevier Ltd.
23. Material and Technical Data Sheet. (2005). (2nd ed). Centennial Plastics LLC.
24. McQuay air conditioning. (2008). Geothermal Heat Pump Design Manual. (1st ed). McQuay International.
25. PE 3408/4710 IPS – GEOTHERMAL PIPE. (n.d.). Plastics Pipe Institute & Charter Plastics Ltd.
26. Rafferty, K. (2000). A PRIMER ON LOW-TEMPERATURE, SMALL-SCALE APPLICATIONS. IN GEOTHERMAL POWER GENERATION. USA: Geo-Heat Center.
27. RETScreen® International. (2005). GROUND-SOURCE HEAT PUMP PROJECT ANALYSIS. (1st ed). Canada: Minister of Natural Resources Canada.
28. Shonder, S., Michaela, M., & Hughes, P. (1996). Geothermal Heat Pumps in K-12 Schools. USA: DOE.
29. Split System Heat pump 7½ to 10 tons 11 EER/ 3.3 COP. (n.d.). Goodman Air Conditioning and Heating.
30. TECHNICAL GUIDE MILLENNIUM® SINGLE PACKAGE ROOFTOP UNITS Z42, Z33 & Z34 (R-410A) 25, 30, & 40 TON. (n.d.). YORK Heating and Air Conditioning.
31. Yana Motta, S.m., & Domanski, P. A. (n.d.). Impact of Elevated Ambient Temperatures on Capacity and Energy Input to a Vapor Compression System. National Institute of Standards and Technology Gaithersburg MD.

الملحق 1

البولي إيثيلين عالي الكثافة HDPE

1- مواصفات أنابيب HDPE المستخدمة في منظومات المضخات الجيوتقنية الشاقولية ذات الأداء المزدوج VGCHP:

يعتمد تصنيف أبعاد أنابيب البولي إيثيلين عالي الكثافة HDPE على "معدل الأبعاد المعياري" Standard Dimension Ratio (SDR) بدلاً من الجداول المستخدمة في مجال الأنابيب الفولاذية (Schedule 80 مثلاً) إذ:

$$SDR = \text{سمكة جدار الأنبوب} / \text{قطر الأنبوب}$$

وبالتالي يتم التمييز بين:

$$SIDR = \text{سمكة جدار الأنبوب} / \text{قطر الأنبوب الداخلي}$$

$$SODR = \text{سمكة جدار الأنبوب} / \text{قطر الأنبوب الخارجي}$$

في التصنيف SIDR فإن القطر الداخلي للأنابيب من كل قياس يساوي القطر الداخلي للأنابيب المعدنية في التصنيف Schedule 40، ويستخدم SIDR للدلالة على أن توصيل الأنابيب يتم عن متممات خاصة تعتمد على طريقة الشد (Clamps) وهذا التصنيف غير مستخدم في منظومات المضخات الجيوتقنية الشاقولية ذات الأداء المزدوج.

يستخدم التصنيف SODR في المجال الجيوتقني وتعتمد طريقة توصيله على اللحام باستخدام الحرارة (التوصيل الحراري) إذ تتم إذابة (تسخين) طرفي الأنبوبين اللازم توصيلهما ثم يتم إطباق الطرفين على بعضهما باستخدام قوة ضغط معينة وتستخدم هذه الطريقة أيضاً لتوصيل متممات الأنابيب مثل الأكواع وغيرها. ولذلك فإن استخدام الاختصار SDR في مجال المنظومات الجيوتقنية الشاقولية يدل ضمناً أن الصنف هو SODR وليس SIDR. إن القطر الخارجي للأنابيب من كل قياس في التصنيف SODR يساوي القطر الخارجي للأنابيب المعدنية في التصنيف Schedule 40.

يحتوي التصنيف SDR عدة أنواع مثل SDR17 و SDR13.5 و SDR11 و SDR9 إذ يدل SDR17 مثلاً أن كل قياسات الأنابيب ضمن هذا النوع لها نفس نسبة القطر الخارجي إلى سمكة جدار الأنبوب، كما تتحمل كلها نفس قيمة الضغط درجات الحرارة نفسها.

يظهر الجدول 1 قياسات أنابيب البولي إيثيلين عالي الكثافة HDPE المستخدمة في مجال المنظومات الجيوتقنية الشاقولية ذات الأداء المزدوج، كما يظهر الجدول 2 السعة الحجمية للمتر الطولي من أنابيب HDPE والتي تستخدم في حساب حجم خزان التمدد المغلق الذي يضاف للحلقة الأرضية وكمية المادة المانعة للتجمد عند استخدامها. (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 55)

الجدول 1، قياسات أنابيب HDPE المستخدمة في المنظومات الجيوتحرارية الشاقولية
(PE 3408/4710 IPS – GEOTHERMAL PIPE, n.d)
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 56)

SDR13.5			SDR17			القطر الاسمي [mm]-[in]
السماكة [mm]	القطر [mm]		السماكة [mm]	القطر [mm]		
	الداخلي	الخارجي		الداخلي	الخارجي	
1.98	22.71	26.67	1.53	23.62	26.67	20 - 3/4"
2.46	28.47	33.40	1.97	29.46	33.40	25 - 1"
3.12	35.92	42.16	2.54	37.08	42.16	32-11/4"
3.58	41.10	48.26	2.80	42.67	48.26	40-11/2"
4.47	51.38	60.33	3.50	53.34	60.33	50-2"
6.58	75.74	88.90	5.21	78.49	88.90	75-3"
8.46	97.38	114.30	6.73	100.84	114.30	110-4"
12.47	143.33	168.28	9.97	148.34	168.28	150-6"
16.23	186.61	219.08	12.89	193.29	219.08	200-8"
20.22	232.61	273.05	16.00	241.05	273.05	250-10"
23.98	275.89	323.85	19.05	285.75	323.85	300-12"
SDR9			SDR11			القطر الاسمي [mm]-[in]
السماكة [mm]	القطر [mm]		السماكة [mm]	القطر [mm]		
	الداخلي	الخارجي		الداخلي	الخارجي	
2.97	20.73	26.67	2.42	21.84	26.67	20 - 3/4"
3.71	25.98	33.40	2.99	27.43	33.40	25 - 1"
4.67	32.82	42.16	3.81	34.54	42.16	32-11/4"
5.36	37.54	48.26	4.45	39.37	48.26	40-11/2"
6.71	46.91	60.33	5.53	49.28	60.33	50-2"
9.88	69.14	88.90	8.13	72.64	88.90	75-3"
12.70	88.90	114.30	10.42	93.47	114.30	110-4"
18.69	130.89	168.28	15.31	137.67	168.28	150-6"
24.33	170.41	219.08	19.88	179.32	219.08	200-8"
30.33	212.39	273.05	24.77	223.52	273.05	250-10"
35.99	251.87	323.85	29.47	264.92	323.85	300-12"

الجدول 2، السعة الحجمية للمتر الطولي من أنابيب HDPE
(PE 3408/4710 IPS – GEOTHERMAL PIPE, n.d)
(Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 160)

السعة الحجمية [L/m]				القطر الاسمي [mm]-[in]
SDR9	SDR11	SDR13.5	SDR17	
0.34	0.37	0.41	0.44	20 - 3/4"
0.53	0.59	0.64	0.68	25 - 1"

تتمة الجدول 2

السعة الحجمية [L/m]				القطر الاسمي [mm]-[in]
SDR9	SDR11	SDR13.5	SDR17	
0.85	0.94	1.01	1.08	32-11/4"
1.11	1.22	1.33	1.43	40-11/2"
1.73	1.91	2.07	2.23	50-2"
3.75	4.14	4.51	4.84	75-3"
6.21	6.86	7.45	7.99	110-4"
13.46	14.89	16.13	17.28	150-6"
22.81	25.25	27.35	29.34	200-8"
35.43	39.24	42.50	45.64	250-10"
49.82	55.12	59.78	64.13	300-12"

يجب أن تصنع أنابيب HDPE المستخدمة في المنظومات الجيوحرارية وفقاً لمعيار الجمعية الأمريكية للمواد والاختبارات (ASTM) American Society of Testing and Materials (ASTM) المعروف حسب الرمز ASTM PE 3408 (Cavanaugh, & Rafferty, 1997, p. 55) إذ إن:

PE: اختصار يدل على مادة البولي إيثيلين حسب ASTM D 1600.

3 و 4: يدلان على خواص البولي إيثيلين من ناحية الكثافة وقابلية التشقق والمرونة

...الخ يجب أن تكون هذه الخواص وفقاً للمعيار ASTM D 3350.

08: يتم تحديد ضغط التشغيل الأعظمي الذي يتحمله أنبوب HDPE عند درجة

الحرارة 23 [C°] (PN) وفقاً للمعادلة التالية:

$$PN = \frac{8 \times 200}{(SDR_{type} - 1) \times 14.5038}$$

إذ إن:

PN: بوحدة [bar].

SDR_{type}: الرقم الذي يدل على نوع أنبوب HDPE (17 أو 11 .. الخ).

(High Performance PE Materials for Water Piping Applications, 2007)

وينتج عن التعويض في المعادلة أن ضغط التشغيل الأعظمي (PN) الذي تتحمله أنابيب HDPE يكون:

$$SDR17 = 6.9 \text{ [bar]}$$

$$SDR13.5 = 8.8 \text{ [bar]}$$

$$SDR11 = 11 \text{ [bar]}$$

$$SDR9 = 13.8 \text{ [bar]}$$

يتناقص ضغط التشغيل الذي يتحمله أنبوب HDPE مع تزايد درجة حرارة السائل الذي ينقله ويظهر الجدول 3 ذلك.

الجدول 3، تغير ضغط التشغيل الذي تتحمله أنابيب HDPE مع تغير درجة الحرارة
(Material and Technical Data Sheet, 2005)

الضغط [bar]				درجة الحرارة [C°]
SDR9	SDR11	SDR13.5	SDR17	
13.8	11.0	8.8	6.9	23
13.0	10.4	8.1	6.6	27
11.9	9.5	7.7	6.2	32
10.8	8.7	6.9	5.5	38
9.8	7.9	6.4	5.2	43
8.8	7.0	6.0	4.8	49
7.9	6.3	4.3	3.4	54
6.9	5.5	–	–	60

الملحق 2

المواد المانعة للتجمد

1- العوامل المؤثرة في اختيار نوع المادة المانعة للتجمد في منظومات المضخات الجيوحرارية الشاقولية ذات الداء المزدوج VGCHP:

عند اختيار نوع المادة المانعة للتجمد في منظومات VGCHP التي تفرض ظروف تشغيلها استخدام هذه المادة يجب مراعاة العوامل التالية:

1- التأثير في كلفة تشغيل المنظومة.

2- التآكل.

3- قابلية التسرب.

4- المخاطر الصحية.

5- مخاطر الاشتعال.

6- المخاطر البيئية عند الطرح أو التسرب.

7- المخاطر المستقبلية (مقاومة التجمد طول العمر الافتراضي للمنظومة).

لا توجد مادة واحدة تحقق كل المعايير فمثلاً الميثانول والإيثانول لهما خواص لزوجة جيدة في درجات الحرارة المنخفضة مما يخفض الطاقة الكهربائية المستهلكة في المضخة ولكن كلاهما يعدّ مادة قابلة للاشتعال عند درجات الحرارة العالية كما يعدّ الميثانول مادة سامة ولا يمكن استعماله في بعض المناطق. يعدّ غلايكول البروبيلين جيداً من كل النواحي ما عدا ارتفاع طاقة والقابلية العالية للتسرب. ملح حامض خليك البوتاسيوم وملح حامض خليك المغنيزيوم والكالسيوم (CMA) واليوريا مفضلة من الناحية البيئية والصحية، ولكن لها مشاكل تسرب تحد من استخدامها. ويبين الجدول 1 خواص بعض المواد المانعة للتجمد ومحددات استخدامها.

الجدول 1

(ASHRAE, 2007, p. 32.29)

اليوريا	CMA	خليك البوتاسيوم	غلايكول البروبيلين	الإيثانول	الميثانول	الفئة
***	1**	1**	1**	***	***	كلفة التشغيل
5**	4**	**	***	3**	2**	التآكل
9*	8*	7*	6**	6**	***	التسرب
10***	10***	10***	10***	10,12**	10,11*	المخاطر الصحية
***	***	***	14***	13*	13*	مخاطر الاشتعال
***	15**	15**	***	15**	15**	المخاطر البيئية
19**	19**	18**	***	17**	16*	المخاطر المستقبلية

تتمة الجدول 1

* إمكانية لحدوث المشاكل ، الانتباه مطلوب عند الاستخدام. ** إمكانية بسيطة لحدوث المشاكل. *** إمكانية صغيرة أو لا وجود لإمكانية حدوث المشاكل.	
الفئة	ملاحظات
كلفة التشغيل	1- كلفة أعلى من الكلفة الطبيعية في الاستهلاك الكهربائي للمضخة.
التآكل	2- معدل تآكل عالي للحدي الأسود وحديد الصب.
	3- معدل تآكل عالي للحدي الأسود وحديد الصب والنحاس وخلائط النحاس.
	4- معدل تآكل متوسط للحديد الأسود والنحاس وخلائط النحاس.
	5- معدل تآكل متوسط للحديد الأسود وعالي لحديد الصب ومفرط للنحاس وخلائط النحاس.
	6- يلاحظ تسرب قليل.
التسرب	7- يلاحظ تسرب متوسط ، تم الإبلاغ عن تسرب مفرط في المنظومات المركبة.
	8- يلاحظ تسرب متوسط.
	9- يلاحظ تسرب هائل.
المخاطر الصحية	10- يجب استعمال مقاييس للحماية.
	11- التعرض المطول يسبب وجع الرأس والغثيان والإقياء والدوخة والعمى وتلف الكبد والموت. يجب استعمال المعدات والإجراءات اللازمة لتقليل المخاطر بشكل معتبر.
	12- تؤدي إلى السرطان.
مخاطر الاشتعال	13- السائل النقي فقط قابل للاشتعال والخطر قليل عندما يخفف بالماء.
	14- خطر قليل لاشتعال السائل النقي في درجات الحرارة المرتفعة.
المخاطر البيئية	15- تلوث المياه.
المخاطر المستقبلية	16- السمية ومخاطر الحريق. ظهرت في بعض المواقع.
	17- سمية وحريق ومخاوف بيئية.
	18- إمكانية التسرب.
	19- لم تستخدم في منظومات VGCHP.

2- خواص محاليل بعض أنواع المواد المانعة للتجمد:

الجدول 2، درجة حرارة التجمد والغليان لمحلول غلايكول البروبيلين
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

درجة الغليان [C°]	درجة التجمد [C°]	النسبة الحجمية	النسبة الكتلية	درجة الغليان [C°]	درجة التجمد [C°]	النسبة الحجمية	النسبة الكتلية
103.9	-23.2	41.6	42.0	100.0	0.0	0.0	0.0
103.9	-24.3	42.6	43.0	100.0	-1.6	4.8	5.0
103.9	-25.5	43.7	44.0	100.0	-3.3	9.6	10.0
104.4	-26.7	44.7	45.0	100.0	-5.1	14.5	15.0
104.4	-27.9	45.7	46.0	100.6	-7.1	19.4	20.0
104.4	-29.3	46.8	47.0	100.6	-7.6	20.4	21.0
105.0	-30.6	47.8	48.0	100.6	-8.0	21.4	22.0
105.0	-32.1	48.9	49.0	100.6	-8.6	22.4	23.0
105.6	-33.5	49.9	50.0	100.6	-9.1	23.4	24.0
105.6	-35.0	50.9	51.0	101.1	-9.6	24.4	25.0
105.6	-36.6	51.9	52.0	101.1	-10.2	25.3	26.0
106.1	-38.2	53.0	53.0	101.1	-10.8	26.4	27.0
106.1	-39.8	54.0	54.0	101.7	-11.4	27.4	28.0
106.1	-41.6	55.0	55.0	101.7	-12.0	28.4	29.0
106.1	-43.3	56.0	56.0	102.2	-12.7	29.4	30.0
106.7	-45.2	57.0	57.0	102.2	-13.4	30.4	31.0
106.7	-47.1	58.0	58.0	102.2	-14.1	31.4	32.0
106.7	-49.0	59.0	59.0	102.2	-14.8	32.4	33.0
107.2	-51.1	60.0	60.0	102.2	-15.6	33.5	34.0
108.3	a	65.0	65.0	102.8	-16.4	34.4	35.0
110.0	a	70.0	70.0	102.8	-17.3	35.5	36.0
113.9	a	75.0	75.0	102.8	-18.2	36.5	37.0
118.3	a	80.0	80.0	103.3	-19.1	37.5	38.0
125.0	a	85.0	85.0	103.3	-20.1	38.5	39.0
132.2	a	90.0	90.0	103.9	-21.1	39.6	40.0
154.4	a	95.0	95.0	103.9	-22.1	40.6	41.0

a : فوق نسبة 60% المحلول لا يتجمد ولكن يصبح بلورات.

درجات حرارة الغليان عند ضغط جوي 100.7 [KPa].

الجدول 3، درجة حرارة التجمد والغليان لمحلول غلايكول الإيثيلين
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

درجة الغليان [C°]	درجة التجمد [C°]	النسبة الحجمية	النسبة الكتلية	درجة الغليان [C°]	درجة التجمد [C°]	النسبة الحجمية	النسبة الكتلية
105.6	-24.3	39.5	42.0	100.0	0.0	0.0	0.0
106.1	-25.3	40.5	43.0	100.6	-1.4	4.4	5.0
106.1	-26.4	41.5	44.0	101.1	-3.2	8.9	10.0
106.7	-27.5	42.5	45.0	101.7	-5.4	13.6	15.0
106.7	-28.8	43.5	46.0	102.2	-7.8	18.1	20.0

النسبة الكتلية	النسبة الحجمية	درجة التجمد [C°]	درجة الغليان [C°]	النسبة الكتلية	النسبة الحجمية	درجة التجمد [C°]	درجة الغليان [C°]
21.0	19.2	-8.4	102.2	47.0	44.5	-29.8	106.7
22.0	20.1	-8.9	102.2	48.0	45.5	-31.1	106.7
23.0	21.0	-9.5	102.8	49.0	46.6	-32.6	106.7
24.0	22.0	-10.2	102.8	50.0	47.6	-33.8	107.2
25.0	22.9	-10.7	103.3	51.0	48.6	-35.1	107.2
26.0	23.9	-11.4	103.3	52.0	49.6	-36.4	107.2
27.0	24.8	-12.0	103.3	53.0	50.6	-37.9	107.8
28.0	25.8	-12.7	103.9	54.0	51.6	-39.3	107.8
29.0	26.7	-13.3	103.9	55.0	52.7	-41.1	108.3
30.0	27.7	-14.1	104.4	56.0	53.7	-42.6	108.3
31.0	28.7	-14.8	104.4	57.0	54.7	-44.2	108.9
32.0	29.6	-15.4	104.4	58.0	55.7	-45.6	108.9
33.0	30.6	-16.2	104.4	59.0	56.8	-47.1	109.4
34.0	31.6	-17.0	104.4	60.0	57.8	-48.3	110.0
35.0	32.6	-17.9	105.0	65.0	62.8	a	112.8
36.0	33.5	-18.6	105.0	70.0	68.3	a	116.7
37.0	34.5	-19.4	105.0	75.0	73.6	a	120.0
38.0	35.5	-20.3	105.0	80.0	78.9	-46.8	123.9
39.0	36.5	-21.3	105.0	85.0	84.3	-36.9	133.9
40.0	37.5	-22.3	105.6	90.0	89.7	-29.8	140.6
41.0	38.5	-23.2	105.6	95.0	95.0	-19.4	158.3

a: درجة حرارة التجمد أقل من -50 [C°].

درجات حرارة الغليان عند ضغط جوي 100.7 [KPa].

الجدول 4، كثافة محلول غلايكول البروبيلين [Kg/m³]

(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

درجة الحرارة [C°]	النسبة الحجمية							
	%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20
-35	1092.46	1094.50	1079.67	1072.92				
-30	1088.82	1090.85	1077.82	1071.31				
-25	1085.15	1087.18	1075.84	1069.58	1062.11			
-20	1081.46	1083.49	1073.74	1067.72	1060.49			
-15	1077.74	1079.77	1071.51	1065.73	1058.73	1050.43		
-10	1074.00	1076.04	1069.16	1063.61	1056.85	1048.79	1039.42	
-5	1070.24	1072.27	1066.69	1061.37	1054.84	1047.02	1037.89	1027.24
0	1066.46	1068.49	1064.09	1059.00	1052.71	1045.12	1036.24	1025.84
5	1062.65	1064.68	1061.36	1056.50	1050.44	1043.09	1034.46	1024.32
10	1058.82	1060.85	1058.51	1053.88	1048.04	1040.94	1032.55	1022.68
15	1054.96	1057.00	1055.54	1051.13	1045.52	1038.65	1030.51	1020.91
20	1051.09	1053.12	1052.44	1048.25	1042.87	1036.24	1028.35	1019.01
25	1047.19	1049.22	1049.22	1045.24	1040.09	1033.70	1026.06	1016.99
30	1043.26	1045.30	1045.87	1042.11	1037.18	1031.03	1023.64	1014.84

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
1039.32	1041.35	1042.40	1038.85	1034.15	1028.23	1021.09	1012.56	1002.56	35
1035.35	1037.38	1038.81	1035.47	1030.98	1025.30	1018.42	1010.16	1000.46	40
1031.35	1033.39	1035.09	1031.95	1027.69	1022.24	1015.62	1007.64	998.23	45
1027.34	1029.37	1031.25	1028.32	1024.27	1019.06	1012.69	1004.99	995.88	50
1023.30	1025.33	1027.28	1024.55	1020.72	1015.75	1009.63	1002.21	993.41	55
1019.24	1021.27	1023.19	1020.66	1017.04	1012.30	1006.44	999.31	990.82	60
1015.15	1017.19	1018.97	1016.63	1013.23	1008.73	1003.13	996.28	988.11	65
1011.04	1013.08	1014.63	1012.49	1009.30	1005.03	999.69	993.12	985.27	70
1006.91	1008.95	1010.16	1008.21	1005.24	1001.21	996.12	989.85	982.31	75
1002.76	1004.79	1005.57	1003.81	1001.05	997.25	992.42	986.44	979.23	80
998.58	1000.62	1000.86	999.28	996.73	993.17	988.60	982.91	976.03	85
994.38	996.41	996.02	994.63	992.28	988.95	984.65	979.25	972.70	90
990.16	992.19	991.06	989.85	987.70	984.61	980.57	975.47	969.25	95
985.91	987.94	985.97	984.94	983.00	980.14	976.36	971.56	965.68	100
981.64	983.68	980.76	979.90	978.16	975.54	972.03	967.53	961.99	105
977.35	979.38	975.42	974.74	973.20	970.81	967.56	963.37	958.17	110
973.03	975.07	969.96	969.45	968.11	965.95	962.97	959.09	954.24	115
968.69	970.73	964.38	964.03	962.89	960.97	958.26	954.67	950.18	120
964.33	966.37	958.67	958.49	957.55	955.86	953.41	950.14	945.99	125

الجدول 5، كثافة محلول غلايكول الإيثيلين [Kg/m³]
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
	1130.72	1117.38	1103.54	1089.04					-35
1141.87	1129.21	1116.04	1102.36	1088.01					-30
1140.07	1127.57	1114.58	1101.06	1086.87	1071.98				-25
1138.14	1125.82	1112.99	1099.64	1085.61	1070.87				-20
1136.09	1123.94	1111.28	1098.09	1084.22	1069.63	1054.31			-15
1133.91	1121.94	1109.45	1096.43	1082.71	1068.28	1053.11	1036.85		-10
1131.62	1119.82	1107.50	1094.64	1081.08	1066.80	1051.78	1035.67	1018.73	-5
1129.20	1117.58	1105.43	1092.73	1079.33	1065.21	1050.33	1034.36	1017.57	0
1126.67	1115.22	1103.23	1090.70	1077.46	1063.49	1048.76	1032.94	1016.28	5
1126.67	1115.22	1103.23	1090.70	1077.46	1063.49	1048.76	1032.94	1016.28	10
1124.01	1112.73	1100.92	1088.54	1075.46	1061.65	1047.07	1031.39	1014.87	15
1121.23	1110.13	1098.48	1086.27	1073.35	1059.68	1045.25	1029.72	1013.34	20
1118.32	1107.40	1095.92	1083.87	1071.11	1057.60	1043.32	1027.93	1011.69	25
1115.30	1104.55	1093.24	1081.35	1068.75	1055.39	1041.26	1026.02	1009.92	30
1112.15	1101.58	1090.43	1078.71	1066.27	1053.07	1039.08	1023.99	1008.02	35
1108.89	1098.48	1087.51	1075.95	1063.66	1050.62	1036.78	1021.83	1006.01	40
1105.50	1095.27	1084.46	1073.07	1060.94	1048.05	1034.36	1019.55	1003.87	45
1101.99	1091.93	1081.30	1070.06	1058.09	1045.35	1031.81	1017.16	1001.61	50

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
1098.36	1088.48	1078.01	1066.94	1055.13	1042.54	1029.15	1014.64	999.23	55
1094.60	1084.90	1074.60	1063.69	1052.04	1039.61	1026.36	1011.99	996.72	60
1090.73	1081.20	1071.06	1060.32	1048.83	1036.55	1023.45	1009.23	994.10	65
1086.73	1077.37	1067.41	1056.83	1045.49	1033.37	1020.42	1006.35	991.35	70
1082.61	1073.43	1063.64	1053.22	1042.04	1030.07	1017.27	1003.34	988.49	75
1078.37	1069.36	1059.74	1049.48	1038.46	1026.65	1014.00	1000.21	985.50	80
1074.01	1065.18	1055.72	1045.63	1034.77	1023.10	1010.60	996.96	982.39	85
1069.53	1060.87	1051.58	1041.65	1030.95	1019.44	1007.09	993.59	979.15	90
1064.92	1056.44	1047.32	1037.55	1027.01	1015.65	1003.45	990.10	975.80	95
1060.20	1051.88	1042.93	1033.33	1022.95	1011.74	999.69	986.48	972.32	100
1055.35	1047.21	1038.43	1028.99	1018.76	1007.71	995.81	982.75	968.73	105
1050.38	1042.41	1033.80	1024.52	1014.46	1003.56	991.81	978.89	965.01	110
1045.29	1037.50	1029.05	1019.94	1010.03	999.29	987.68	974.91	961.17	115
1040.08	1032.46	1024.18	1015.23	1005.48	994.90	983.43	970.81	957.21	120
1034.74	1027.30	1019.19	1010.40	1000.81	990.38	979.07	966.59	953.12	125

الجدول 6، السعة الحرارية لمحلول غلايكول البروبيلين [Kj/Kg.C°]

(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
2.264	2.572	2.843	3.096						-35
2.295	2.600	2.868	3.118						-30
2.326	2.627	2.893	3.140	3.358					-25
2.356	2.655	2.918	3.162	3.378					-20
2.387	2.683	2.943	3.184	3.397	3.586				-15
2.417	2.710	2.968	3.206	3.416	3.603	3.765			-10
2.448	2.738	2.993	3.228	3.435	3.619	3.779	3.918		-5
2.478	2.766	3.018	3.250	3.455	3.636	3.793	3.929	4.042	0
2.509	2.793	3.042	3.272	3.474	3.652	3.807	3.940	4.050	5
2.539	2.821	3.067	3.295	3.493	3.669	3.820	3.951	4.058	10
2.570	2.849	3.092	3.317	3.513	3.685	3.834	3.962	4.067	15
2.600	2.876	3.117	3.339	3.532	3.702	3.848	3.973	4.075	20
2.631	2.904	3.142	3.361	3.551	3.718	3.862	3.983	4.083	25
2.661	2.931	3.167	3.383	3.570	3.735	3.875	3.994	4.091	30
2.692	2.959	3.192	3.405	3.590	3.751	3.889	4.005	4.099	35
2.723	2.987	3.217	3.427	3.609	3.768	3.903	4.016	4.107	40
2.753	3.014	3.242	3.449	3.628	3.784	3.917	4.027	4.115	45
2.784	3.042	3.266	3.471	3.648	3.801	3.930	4.038	4.123	50
2.814	3.070	3.291	3.493	3.667	3.817	3.944	4.049	4.131	55
2.845	3.097	3.316	3.515	3.686	3.834	3.958	4.060	4.139	60
2.875	3.125	3.341	3.537	3.706	3.850	3.972	4.071	4.147	65
2.906	3.153	3.366	3.559	3.725	3.867	3.985	4.082	4.155	70
2.936	3.180	3.391	3.581	3.744	3.883	3.999	4.093	4.163	75

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
2.967	3.208	3.416	3.603	3.763	3.900	4.013	4.104	4.171	80
2.997	3.236	3.441	3.625	3.783	3.916	4.027	4.115	4.179	85
3.028	3.263	3.465	3.647	3.802	3.933	4.040	4.126	4.187	90
3.058	3.291	3.490	3.670	3.821	3.949	4.054	4.136	4.195	95
3.089	3.319	3.515	3.692	3.841	3.966	4.068	4.147	4.203	100
3.119	3.346	3.540	3.714	3.860	3.982	4.082	4.158	4.211	105
3.150	3.374	3.565	3.736	3.879	3.999	4.095	4.169	4.219	110
3.181	3.402	3.590	3.758	3.898	4.015	4.109	4.180	4.227	115
3.211	3.429	3.615	3.780	3.918	4.032	4.123	4.191	4.235	120
3.242	3.457	3.640	3.802	3.937	4.049	4.137	4.202	4.243	125

الجدول 7، السعة الحرارية لمحلول غلايكول الإيثيلين [Kj/Kg.C°]
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
	2.370	2.612	2.844	3.068					-35
	2.397	2.636	2.866	3.088					-30
2.177	2.423	2.660	2.888	3.107					-25
2.206	2.450	2.685	2.909	3.126	3.334				-20
2.235	2.477	2.709	2.931	3.145	3.351				-15
2.264	2.503	2.733	2.953	3.165	3.367	3.560			-10
2.293	2.530	2.757	2.975	3.184	3.384	3.574	3.757		-5
2.322	2.556	2.782	2.997	3.203	3.401	3.589	3.769	3.937	0
2.351	2.583	2.806	3.018	3.223	3.418	3.603	3.780	3.946	5
2.380	2.610	2.830	3.040	3.242	3.435	3.617	3.792	3.954	10
2.409	2.636	2.854	3.062	3.261	3.451	3.631	3.803	3.963	15
2.438	2.663	2.878	3.084	3.281	3.468	3.645	3.815	3.972	20
2.467	2.690	2.903	3.106	3.300	3.485	3.660	3.826	3.981	25
2.496	2.716	2.927	3.127	3.319	3.502	3.674	3.838	3.989	30
2.525	2.743	2.951	3.149	3.339	3.518	3.688	3.849	3.998	35
2.554	2.770	2.975	3.171	3.358	3.535	3.702	3.861	4.007	40
2.583	2.796	3.000	3.193	3.377	3.552	3.716	3.872	4.015	45
2.612	2.823	3.024	3.215	3.396	3.569	3.730	3.884	4.024	50
2.641	2.850	3.048	3.236	3.416	3.585	3.745	3.895	4.033	55
2.670	2.876	3.072	3.258	3.435	3.602	3.759	3.907	4.042	60
2.699	2.903	3.097	3.280	3.454	3.619	3.773	3.918	4.050	65
2.728	2.929	3.121	3.302	3.474	3.636	3.787	3.930	4.059	70
2.757	2.956	3.145	3.324	3.493	3.653	3.801	3.941	4.068	75
2.786	2.983	3.169	3.345	3.512	3.669	3.816	3.953	4.077	80
2.815	3.009	3.193	3.367	3.532	3.686	3.830	3.964	4.085	85
2.844	3.036	3.218	3.389	3.551	3.703	3.844	3.976	4.094	90
2.873	3.063	3.242	3.411	3.570	3.720	3.858	3.987	4.103	95
2.902	3.089	3.266	3.433	3.590	3.736	3.872	3.999	4.112	100

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
2.931	3.116	3.290	3.454	3.609	3.753	3.886	4.010	4.120	105
2.960	3.143	3.315	3.476	3.628	3.770	3.901	4.022	4.129	110
2.989	3.169	3.339	3.498	3.647	3.787	3.915	4.033	4.138	115
3.018	3.196	3.363	3.520	3.667	3.804	3.929	4.045	4.147	120
3.047	3.223	3.387	3.542	3.686	3.82	3.94	4.056	4.155	125

الجدول 8، الموصلية الحرارية لمحلل غلايكول البروبيلين [W/m.C°]
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
0.237	0.255	0.275	0.296						-35
0.237	0.256	0.277	0.300						-30
0.236	0.257	0.278	0.303	0.329					-25
0.236	0.257	0.280	0.306	0.334					-20
0.236	0.258	0.282	0.309	0.338	0.369				-15
0.235	0.259	0.284	0.312	0.342	0.375	0.410			-10
0.235	0.259	0.285	0.314	0.346	0.380	0.416	0.456		-5
0.234	0.259	0.286	0.317	0.349	0.385	0.423	0.464	0.510	0
0.234	0.260	0.288	0.319	0.353	0.389	0.429	0.472	0.518	5
0.233	0.260	0.289	0.321	0.356	0.394	0.434	0.479	0.527	10
0.233	0.260	0.290	0.323	0.359	0.398	0.440	0.485	0.535	15
0.232	0.261	0.291	0.325	0.362	0.402	0.445	0.492	0.543	20
0.231	0.261	0.292	0.327	0.365	0.406	0.449	0.498	0.550	25
0.231	0.261	0.293	0.329	0.367	0.409	0.454	0.503	0.557	30
0.230	0.261	0.293	0.330	0.370	0.412	0.458	0.508	0.563	35
0.229	0.261	0.294	0.331	0.372	0.415	0.462	0.513	0.569	40
0.229	0.260	0.294	0.333	0.374	0.418	0.466	0.518	0.575	45
0.228	0.260	0.295	0.334	0.375	0.420	0.469	0.522	0.580	50
0.227	0.260	0.295	0.335	0.377	0.423	0.472	0.526	0.585	55
0.227	0.260	0.295	0.335	0.378	0.425	0.475	0.529	0.589	60
0.226	0.259	0.295	0.336	0.379	0.426	0.477	0.532	0.593	65
0.225	0.259	0.295	0.336	0.380	0.428	0.479	0.535	0.596	70
0.224	0.258	0.295	0.337	0.381	0.429	0.481	0.538	0.599	75
0.223	0.258	0.295	0.337	0.382	0.430	0.482	0.540	0.602	80
0.222	0.257	0.295	0.337	0.382	0.431	0.484	0.541	0.604	85
0.221	0.256	0.294	0.337	0.382	0.431	0.484	0.543	0.606	90
0.220	0.256	0.294	0.336	0.382	0.432	0.485	0.544	0.607	95
0.219	0.255	0.293	0.336	0.382	0.432	0.485	0.544	0.608	100
0.218	0.254	0.292	0.335	0.382	0.432	0.485	0.544	0.609	105
0.217	0.253	0.292	0.335	0.381	0.431	0.485	0.544	0.609	110
0.216	0.252	0.291	0.334	0.380	0.430	0.485	0.544	0.608	115
0.215	0.251	0.290	0.333	0.379	0.429	0.484	0.543	0.608	120
0.214	0.250	0.288	0.332	0.378	0.43	0.48	0.542	0.606	125

الجدول 9، الموصلية الحرارية لمحلول غلايكول الإيثيلين [W/m.C°]
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
	0.274	0.289	0.307	0.328					-35
	0.276	0.293	0.312	0.333					-30
0.263	0.279	0.296	0.316	0.339					-25
0.265	0.281	0.300	0.321	0.344	0.371				-20
0.266	0.283	0.303	0.325	0.349	0.377				-15
0.268	0.286	0.306	0.329	0.354	0.383	0.415			-10
0.269	0.288	0.309	0.333	0.359	0.389	0.422	0.460		-5
0.271	0.290	0.312	0.336	0.364	0.395	0.429	0.468	0.511	0
0.272	0.292	0.314	0.340	0.368	0.400	0.436	0.476	0.520	5
0.274	0.294	0.317	0.343	0.373	0.405	0.442	0.483	0.528	10
0.275	0.296	0.320	0.346	0.377	0.410	0.448	0.490	0.537	15
0.276	0.298	0.322	0.349	0.380	0.415	0.453	0.497	0.545	20
0.278	0.299	0.324	0.352	0.384	0.419	0.459	0.503	0.552	25
0.279	0.301	0.327	0.355	0.387	0.424	0.464	0.509	0.559	30
0.280	0.303	0.329	0.358	0.391	0.428	0.469	0.515	0.566	35
0.281	0.304	0.331	0.360	0.394	0.431	0.473	0.520	0.572	40
0.282	0.306	0.332	0.363	0.397	0.435	0.477	0.525	0.577	45
0.283	0.307	0.334	0.365	0.399	0.438	0.481	0.529	0.583	50
0.284	0.308	0.336	0.367	0.402	0.441	0.485	0.534	0.588	55
0.285	0.310	0.337	0.369	0.404	0.444	0.488	0.538	0.592	60
0.286	0.311	0.339	0.371	0.406	0.446	0.491	0.541	0.596	65
0.287	0.312	0.340	0.372	0.408	0.449	0.494	0.544	0.600	70
0.288	0.313	0.341	0.374	0.410	0.451	0.496	0.547	0.603	75
0.288	0.314	0.342	0.375	0.411	0.452	0.498	0.549	0.606	80
0.289	0.314	0.343	0.376	0.413	0.454	0.500	0.551	0.608	85
0.290	0.315	0.344	0.377	0.414	0.455	0.501	0.553	0.610	90
0.290	0.316	0.345	0.378	0.415	0.456	0.503	0.555	0.612	95
0.291	0.316	0.346	0.379	0.416	0.457	0.504	0.556	0.613	100
0.291	0.317	0.346	0.379	0.416	0.458	0.504	0.556	0.614	105
0.292	0.317	0.347	0.380	0.417	0.458	0.505	0.557	0.614	110
0.292	0.318	0.347	0.380	0.417	0.458	0.505	0.557	0.614	115
0.293	0.318	0.347	0.380	0.417	0.458	0.504	0.556	0.613	120
0.293	0.318	0.347	0.380	0.417	0.46	0.50	0.555	0.612	125

الجدول 10، لزوجة محلول غلايكول البروبيلين [mPa.s]
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
3813.29	434.22	916.18	524.01						-35
2071.34	908.47	551.12	330.39						-30
1176.09	575.92	340.09	211.43	10.59					-25

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
696.09	368.77	215.67	137.96	73.03					-20
428.19	239.86	140.62	92.00	49.70	33.22				-15
272.94	159.02	94.23	62.78	34.78	23.27	11.87			-10
179.78	107.64	64.83	43.84	24.99	16.75	9.08	4.98		-5
122.03	74.45	45.74	31.32	18.40	12.37	7.08	4.05	2.68	0
85.15	52.63	33.04	22.87	13.85	9.35	5.61	3.34	2.23	5
60.93	37.99	24.41	17.05	10.65	7.22	4.52	2.79	1.89	10
44.62	28.00	18.41	12.96	8.34	5.69	3.69	2.36	1.63	15
33.38	21.04	14.15	10.04	6.65	4.57	3.06	2.02	1.42	20
25.45	16.10	11.08	7.91	5.39	3.73	2.57	1.74	1.25	25
19.76	12.55	8.81	6.34	4.43	3.09	2.18	1.52	1.11	30
15.60	9.94	7.12	5.15	3.69	2.60	1.88	1.34	0.99	35
12.49	7.99	5.84	4.25	3.11	2.21	1.63	1.18	0.89	40
10.15	6.52	4.85	3.55	2.65	1.91	1.43	1.06	0.81	45
8.35	5.39	4.08	3.00	2.29	1.66	1.26	0.95	0.73	50
6.95	4.51	3.46	2.57	1.99	1.47	1.13	0.86	0.67	55
5.85	3.82	2.98	2.22	1.75	1.30	1.01	0.78	0.62	60
4.97	3.28	2.58	1.93	1.55	1.17	0.91	0.71	0.57	65
4.26	2.83	2.26	1.70	1.38	1.06	0.83	0.66	0.53	70
3.69	2.47	1.99	1.51	1.24	0.96	0.76	0.60	0.49	75
3.22	2.18	1.77	1.35	1.12	0.88	0.70	0.56	0.46	80
2.83	1.94	1.59	1.22	1.02	0.81	0.65	0.52	0.43	85
2.50	1.73	1.43	1.10	0.93	0.75	0.61	0.49	0.40	90
2.23	1.56	1.30	1.01	0.86	0.70	0.57	0.45	0.38	95
2.00	1.42	1.18	0.92	0.79	0.66	0.53	0.43	0.35	100
1.80	1.29	1.08	0.85	0.74	0.62	0.50	0.40	0.33	105
1.63	1.19	1.00	0.79	0.69	0.59	0.47	0.38	0.32	110
1.48	1.09	0.93	0.74	0.64	0.56	0.45	0.36	0.30	115
1.35	1.02	0.86	0.69	0.60	0.53	0.43	0.34	0.28	120
1.24	0.95	0.80	0.65	0.57	0.51	0.41	0.32	0.27	125

الجدول 11، لزوجة محلول غلايكول الإيثيلين [mPa.s]
(ASHRAE, 1997, p. 20.1-20.13)

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
	191.09	133.53	93.44	66.93					-35
	141.02	96.57	65.25	43.98					-30
196.87	102.21	70.38	46.75	30.50					-25
128.43	74.53	51.94	34.28	22.07	15.75				-20
87.52	55.09	38.88	25.69	16.53	11.74				-15
61.85	41.36	29.53	19.62	12.74	9.06	6.19			-10
45.08	31.56	22.76	15.25	10.05	7.18	5.03	3.65		-5
33.74	24.44	17.79	12.05	8.09	5.83	4.15	3.02	2.08	0

النسبة الحجمية									درجة الحرارة [C°]
%90	%80	%70	%60	%50	%40	%30	%20	%10	
25.84	19.20	14.09	9.66	6.63	4.82	3.48	2.54	1.79	5
20.18	15.29	11.31	7.85	5.50	4.04	2.95	2.18	1.56	10
16.04	12.33	9.18	6.46	4.63	3.44	2.53	1.89	1.37	15
12.95	10.05	7.53	5.38	3.94	2.96	2.20	1.65	1.21	20
10.59	8.29	6.24	4.52	3.39	2.57	1.92	1.46	1.08	25
8.77	6.90	5.23	3.84	2.94	2.26	1.69	1.30	0.97	30
7.34	5.79	4.42	3.29	2.56	1.99	1.50	1.17	0.88	35
6.21	4.91	3.76	2.84	2.26	1.77	1.34	1.06	0.80	40
5.30	4.19	3.23	2.47	2.00	1.59	1.21	0.96	0.73	45
4.56	3.61	2.80	2.16	1.78	1.43	1.09	0.88	0.67	50
3.95	3.12	2.43	1.91	1.59	1.29	0.99	0.81	0.62	55
3.45	2.72	2.13	1.69	1.43	1.17	0.90	0.74	0.57	60
3.03	2.39	1.88	1.51	1.29	1.06	0.83	0.69	0.53	65
2.67	2.11	1.67	1.35	1.17	0.97	0.76	0.64	0.50	70
2.37	1.87	1.49	1.22	1.07	0.89	0.70	0.59	0.47	75
2.12	1.66	1.33	1.10	0.98	0.82	0.65	0.55	0.44	80
1.90	1.49	1.20	1.00	0.89	0.76	0.60	0.52	0.41	85
1.71	1.34	1.09	0.92	0.82	0.70	0.56	0.49	0.39	90
1.54	1.21	0.99	0.84	0.76	0.65	0.52	0.46	0.37	95
1.40	1.10	0.90	0.77	0.70	0.60	0.49	0.43	0.35	100
1.27	1.00	0.82	0.71	0.65	0.56	0.46	0.40	0.33	105
1.16	0.91	0.76	0.66	0.60	0.53	0.43	0.38	0.32	110
1.07	0.83	0.70	0.61	0.56	0.49	0.41	0.36	0.30	115
0.98	0.77	0.64	0.57	0.53	0.46	0.38	0.34	0.29	120
0.90	0.71	0.60	0.53	0.49	0.43	0.36	0.33	0.28	125

3- عوامل تصحيح الاستطاعة:

عندما تستخدم المواد المانعة للتجمد في الحلقة الأرضية لمنظومات VGCHP تتغير استطاعة التدفئة والتبريد وهبوط الضغط لوحدة المضخة الحرارية ويظهر الجدول 12 هذا التغير لبعض أنواع المواد المانعة للتجمد.

الجدول 12

(McQuay air conditioning, 2008, p. 38)

عوامل تصحيح غلايكول البروبيلين			عوامل تصحيح غلايكول الإيثيلين		
0.9900	%10	استطاعة التبريد	0.9950	%10	استطاعة التبريد
0.9800	%20		0.9920	%20	
0.9700	%30		0.9870	%30	
0.9600	%40		0.9830	%40	
0.9500	%50		0.9790	%50	

عوامل تصحيح غلايكول البروبيلين			عوامل تصحيح غلايكول الإيثيلين		
0.9870	%10	استطاعة التدفئة	0.9910	%10	استطاعة التدفئة
0.9750	%20		0.9820	%20	
0.9620	%30		0.9770	%30	
0.9420	%40		0.9690	%40	
0.9300	%50		0.9610	%50	
1.0700	%10	هبوط الضغط	1.0700	%10	هبوط الضغط
1.1500	%20		1.1300	%20	
1.2500	%30		1.1800	%30	
1.3700	%40		1.2600	%40	
1.4200	%50		1.2800	%50	
عوامل تصحيح الايثانول			عوامل تصحيح الميثانول		
0.9910	%10	استطاعة التبريد	0.9980	%10	استطاعة التبريد
0.9510	%20		0.9720	%20	
	%30			%30	
	%40			%40	
	%50			%50	
0.9950	%10	استطاعة التدفئة	0.9950	%10	استطاعة التدفئة
0.9600	%20		0.99700	%20	
	%30			%30	
	%40			%40	
	%50			%50	
1.0350	%10	هبوط الضغط	1.0230	%10	هبوط الضغط
1.0680	%20		1.0570	%20	
	%30			%30	
	%40			%40	
	%50			%50	

Geothermal Using in Air-Conditioning Circuits

Eng. Khaled Al-Khateeb

Abstract

Geothermal heat pump systems or ground-source heat pumps (**GSHP**) are used in buildings air-conditioning and water heating.

They depend on renewable heat energy stored in the ground and they also benefit from unique thermal properties of the soil, which make them the most important new air-conditioning systems. These systems save the electrical consumption and reduce harmful emissions to environment compared with conventional systems.

Responding to the global attention in geothermal heat pump systems and increasing numbers of installed systems around the world, this thesis studies the ground loop to one of the most stable systems in performance which are vertical ground coupled heat pump systems

(**VGCHP**). This Thesis concentrates on the design method of the ground heat exchanger (**GHX**) -which is the most important component of ground loop- depending on equations that take into account unstable nature of heat transfer of the ground and involve the impact of various factors on the length of the exchanger. The thesis contains an explanation of the optimum selection to the rest component of the ground loop, the boreholes arrangement and the possible design alternatives. In addition, the necessary data to make a design for particular project.

The Thesis presents the Hybrid systems as a solution to high capital cost of VGCHP systems, and it explains the effects on running cost and maintenance requirements of these systems. The thesis also presents a new hybrid system which depends on involving a fan- coil unit to extract unbalanced stored heat transferred to the ground Q_{Tot} . In addition, it derives the design equations, determine control equipment and design the logical program which are necessary to the system working.

The results of using VGCHP system -which is installed in Particular building situations in Damascus- show the amount of great saving in electrical consumption comparing to the conventional systems. On the other hand, the relatively high capital cost can be reduced by accurate design calculation, choose suitable design and involve hybrid systems especially new suggested system which Preserves high COP in heating mode. The results show that the payoff Period of capital cost changes dramatically in accordance to many factors.

The thesis recommends accuracy in designing procedure, selecting the suitable geothermal system to the project nature and using computer programs. In addition, it suggests to study ground water effect on VGCHP systems.

Syrian Arab Republic

Damascus University

Faculty of Mechanical and Electrical Engineering

Mechanics Department - graduate studies



Geothermal Using in Air-Conditioning Circuits

A Thesis introduced to obtain a Master's degree in Refrigeration Engineering

Prepared By Engineer

Khaled Al-Khateeb

Scientific Supervisor

Dr. Wajih Moh Kheir Naameh

A Professor in the Department of Mechanics-
Damascus University

2012-2013