

T8A,B

MEKANISKA KYLMASKINER OCH VÄRMEPUMPAR

MÅLSÄTTNING.

Avsikten med laborationen är att förstå hur kylmaskinen och värmepumpen fungerar i praktiken liksom i teorin. Samt lära sig använda T - S och p - H diagram för beräkning av kyl- och värmefaktorn för en kylmaskin resp värmepump.

FÖRBEREDELSE.

Du ska känna till begreppen entropi, entalpi samt kunna termodynamikens 1:a och 2:a huvudsats. Den bakomliggande teorin behandlas utförligare i din läraryta.

.....
Namn:

Kurs:

Utförd den:

Handledare:

Godkänd den:

av:

AVSIKTEN.

Avsikten med laborationen är att

- studera hur kylmaskinen och värmepumpen fungerar i praktiken
- använda T-S och p-H diagram för beräkning av kyl- och värmefaktorer (coefficient of performance) för en kylmaskin respektive värmepump.

TEORI.

För den teoretiska beskrivningen av kretsprocesserna som ligger till grund för mekaniska värmepumpar och kylmaskiner hänvisas till tillgängliga textböcker, t.ex. F. Reif, Fundamentals of Statistical and Thermal Physics, kap. 5 eller G. J. van Wylen and R. Sontag, Fundamentals of classical Thermodynamics, kap. 9.

EXPERIMENTELL UTRUSTNING.

Figur 1 visar principskissen för den utrustning som du skall använda för att studera kylmaskiner och värmepumpar. Alla uppställningarna kan användas antingen som värmepumpar eller kylmaskiner.

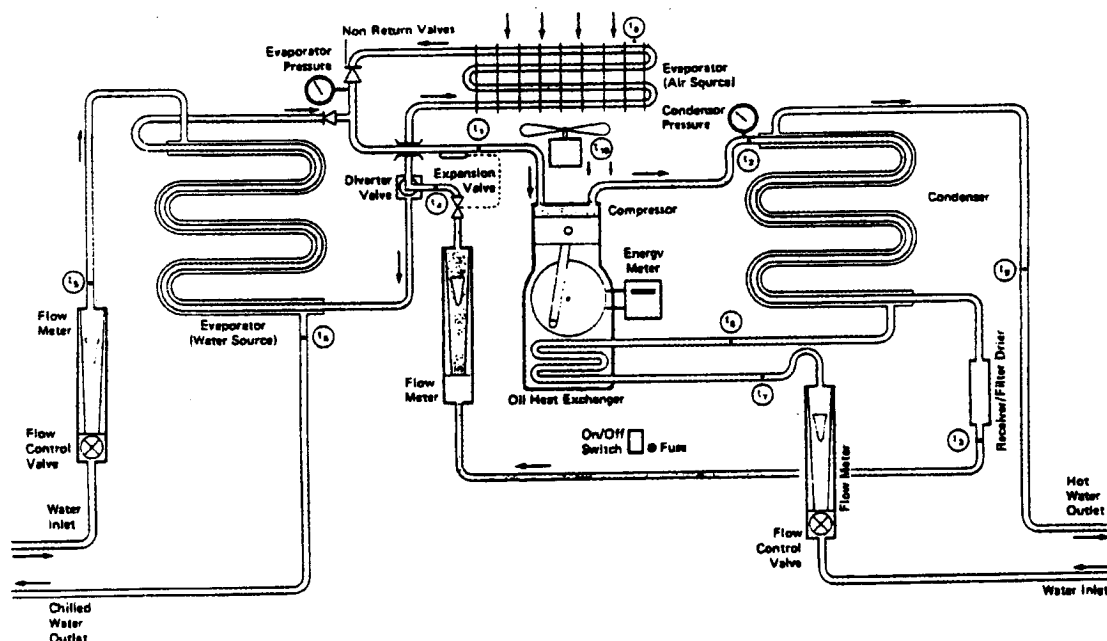
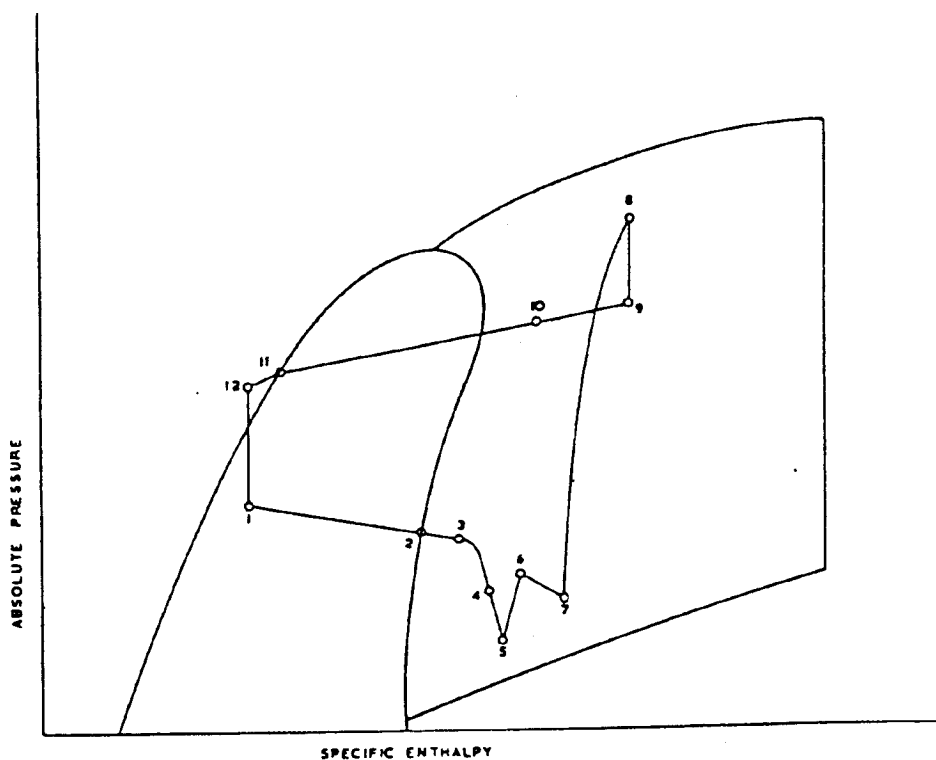
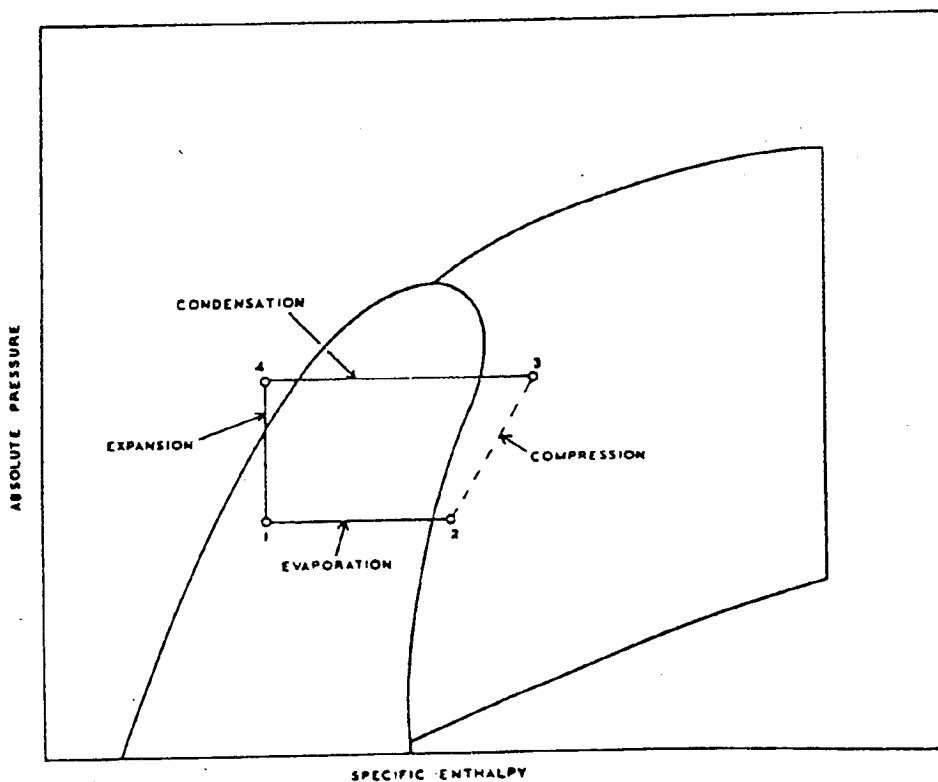


Fig. 1.

Den verkliga kretsprocessen i en värmepump respektive kylmaskin skiljer sig något från den idealiserade cykeln, se figur 2. Förklaringen till avvikelserna ges i nedanstående avsnitt.



Practical Cycle Diagram



Theoretical Cycle Diagram

Figur 2.

Performance Analysis of the Mechanical Heat Pump

Assumptions

Practical limitations are imposed on the analysis of all vapour compression refrigeration systems such that care must be taken to ensure that all assumptions are relevant to the particular system under analysis. For example, a refrigerant condenser having numerous sharp bends and where the bore of the pipe is small enough to cause high velocity flow will lead to excessive refrigerant pressure drop from viscous friction. Significant errors could arise in calculations if the condensing process is assumed to occur at constant pressure. Such limitations must be carefully considered in the design of educational equipment to produce meaningful results.

A practical refrigerant cycle for the Hilton Mechanical Heat Pump is outlined in Fig. 6 on a Pressure-Enthalpy diagram. The changes in properties between state points are exaggerated for clarity.

Process 1-2 is vaporisation of the refrigerant in the evaporator followed by some useful superheating, 2-3, of the refrigerant while still in the evaporator. The pressure drop shown between states 1-3 will be negligible and has been measured to be less than 7 kN/m^2 (1 p.s.i.). The average operating increase in pressure across the compressor is approximately 800 kN/m^2 , and the pressure drop through the evaporator is less than 1% of this. It may be safely assumed, with little error, that vaporisation occurs at constant pressure.

Process 3-4 takes place in the compressor suction line, i.e. between the outlet from the evaporator and inlet to the compressor casing. There are two sources of errors here:

1. The refrigerant leaving the evaporator will, in most operating conditions, be below ambient temperature resulting in a heat gain from the surroundings to increase superheat. The suction line is adequately insulated to allow the assumption that this does not occur.
2. Viscous friction in the suction line producing a pressure drop. Apart from the fact that the refrigerant is in the vapour state giving low frictional losses, the suction line is very short in length and a pressure drop will be quite small.

It is reasonable to assume, therefore, that no ambient super-heating occurs and the pressure drop may be ignored.

Process 4-5. The compressor is of the fully hermetic type where both the compressor and its drive motor are immersed in the refrigerant suction vapour. A pressure drop may occur as the refrigerant expands into the compressor casing from the suction line, but the refrigerant also simultaneously absorbs the drive motor winding losses (Process 5-6) and mechanical friction losses from the compressor. It is therefore assumed unlikely that a drop in pressure on entry into the casing will be significant.

Process 6-7 results from frictional losses in the refrigerant in flowing around the compressor suction flap valve and passages into the cylinder. Some super-heating occurs by mechanical friction heat transfer from the cylinder wall.

These errors are difficult to quantify but it can be assumed frictional losses are small in comparison with the actual work done on the refrigerant during compression. Pressure energy losses arising from viscous friction when the refrigerant is in the vapour state are quite small in comparison to the overall changes in energy being measured. Process 7-8. Compression.

Process 8-9. Fall in pressure caused by the opening of the compressor discharge flap valve by refrigerant pressure and by flow losses around the valve and passages.

The design of the Mechanical Heat Pump does not attempt to extract and isolate the errors described between state points 4 and 9 for reasons already mentioned. The purpose of the exercise is to make the student aware of the effect practical limitations can have upon a theoretical study.

Process 9-10 occurs in the compressor discharge line, i.e. between the outlet from the compressor and inlet to the condenser. Similar comments used in describing process 3-4 may be applied here.

Process 10-11 is condensation of the refrigerant followed by some liquid sub-cooling (process 11-12). Generally, similar assumptions may be made for condensing as for vaporisation with the exception that liquid viscous friction causes a greater pressure drop.

Process 12-1, throttling, is usually assumed to take place at constant enthalpy.

Throttling is discussed in detail in most text books dealing with Applied Thermodynamics. See the list of references given in the rear of this booklet.

Fig. 7 shows the cycle diagram in its simplified form. Compression is shown as a dotted line indicating an estimated process. The state points representing the start and finish of compression are those given by the temperature and pressure measured at the outlet from the evaporator and inlet to the condenser.

EXPERIMENTELLT UTFÖRANDE.

1. Identifiera mätstationerna för temperatur- och tryckmätningar.
2. Sätt på kylvatten. Reglera strömningshastigheten så att den cylindriska visaren ligger i mitten av rotamätaren (strömningshastighetsmätare). OBS! I T8B uppställningen kan vatten på förångningssidan ersättas med luftströmmen.
3. Reglera vattens genomströmning på kondensorns sida så att visaren ligger på ca 0.8 av den maximala genomströmningshastigheten. Sätt på kompressorn. Det tar ungefär en halv timme för stabilisering av maskinen efter starten.
4. Avläs temperaturen, trycken, genomströmningshastigheterna samt mät tiden för en rotation av wattmätare. För in mätdata i den nedanstående tabellen.
5. Reducera vattens genomströmning på kondensorns sida så att temperaturen av utgående vatten ökar med ca 6 °C. Vattens (respektive luftens) genomströmning på förångningssidan skall vara oförändrat. Låt värmepumpen stabiliseras (ca 10 min). Avläs parametrarna som i pkt 4.
6. Upprepa reduceringen av vattens genomströmning på kondensorns sida tills vattens temperatur har uppnått 65 °C.

OBSERVATIONER

Atmosfäriska trycket: bar.

		Test	1	2	3	4	5	6
Wattmätare	Tiden för 1 varv	s						
R12	Genomströmning	g/s						
	Trycket på kondensorns sida	bar						
	Trycket på förångnings sida	bar						
	Temp. innan kompressorn	°C						
	Temp. efter kompressorn	°C						
	Temp. innan expansionsventilen	°C						
	Temp. efter expansionsventilen	°C						
Vatten (kondensor)	Genomströmning	g/s						
	Temp. innan kompressorn	°C						
	Temp. på utgången (kunden)	°C						
Vatten (förångning)	Genomströmning	g/s						
	Temp. på ingången	°C						
	Temp. på utgången	°C						

7. Vid avstängningen: stäng av först kompressorn och efter ca 5 min koppla av vattentillförseln.

BERÄKNINGAR

Uppgift 1: Beräkning av värmepumpens faktiska värmefaktor.

a. Beräkna hur mycket värme per tidsenhet som levereras till konsumenten i testförsöken 1-6. Utnyttja data för vatten på kondensorns sida (vatten på utgången skickas till konsumenten medan vatten på ingången återsänds av konsumenten). Vattens värmekapacitet c_p är 4.18 kJ/kgK.

Hur stor var förbrukningen av den elektriska effekten?

Beräkna värmefaktorn.

	Test	1	2	3	4	5	6
Levererat värme	J/s						
Förbrukat energi	J/s						
Värmefaktor							

b. Rita en diagram för värmefaktorn som funktion av temperaturen av den till konsumenten levererade vatten.

c. slutsatser:

Uppgift II: p-H och T-S diagram för R12 arbetsmediet.

Välj ett av testförsöken och rita ett p-H och T-S diagram av en kompressions-dekompressions cykel för R12 mediet. OBS! Tryckvärdena i diagrammet motsvarar det absoluta trycket dvs det atmosfäriska trycket + manometer trycket.

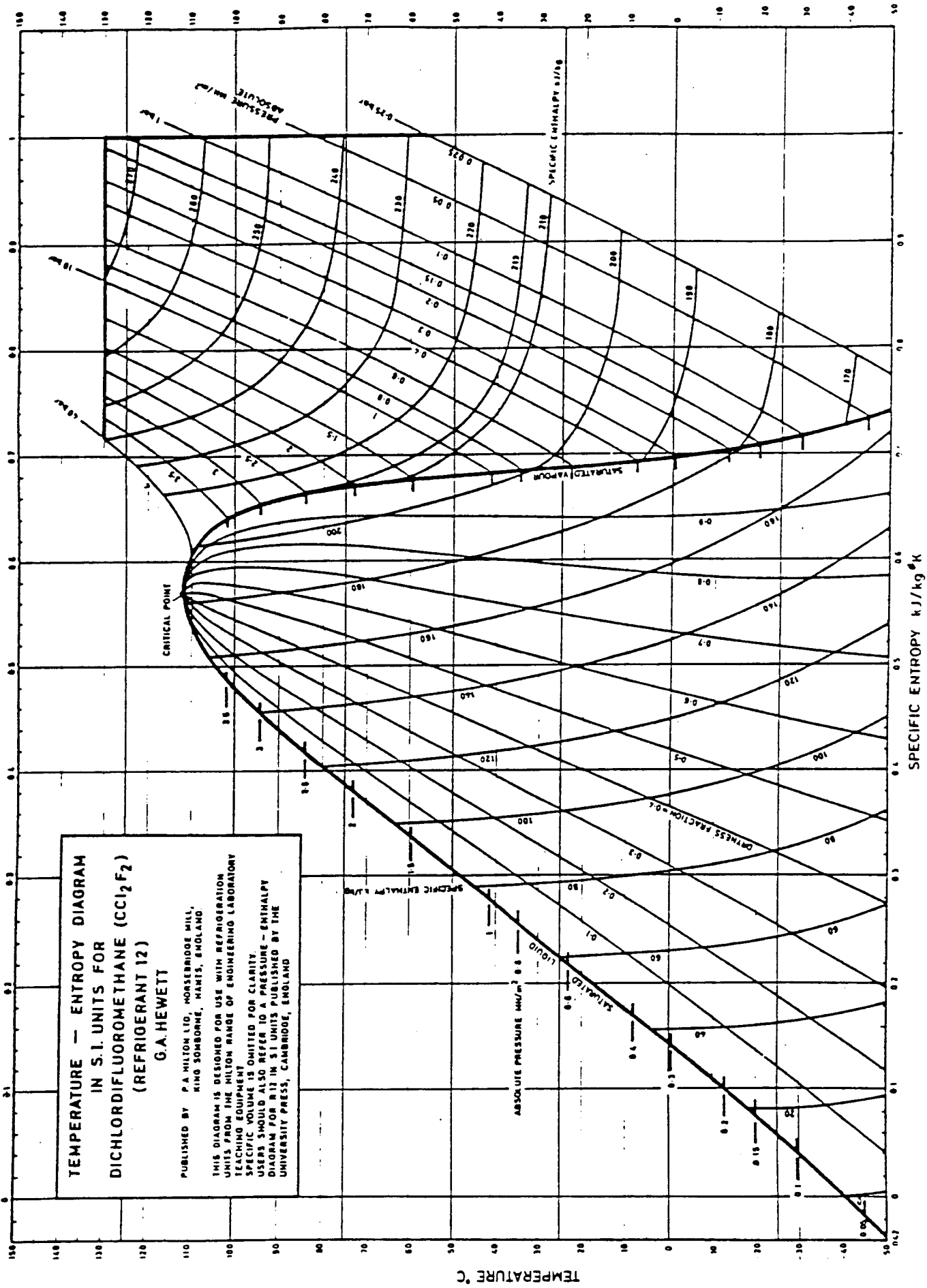
Uppgift III: Beräkning av den teoretiska värme- respektive kylfaktor.

a. Beräkna de teoretiska värme- och kylfaktorerna mha p-H eller T-S diagrammet. För träningens skull använd p-H diagrammet för att beräkna värmefaktorn och T-S diagrammet för att beräkna kylfaktor.

b. Förklara skillnaden mellan den teoretiska och den faktiska (se uppgift II) värmefaktorn. Som ett exempel beräkna värmeförlusterna i värmeväxlare.

Uppgift IV: Diskussionsämnen.

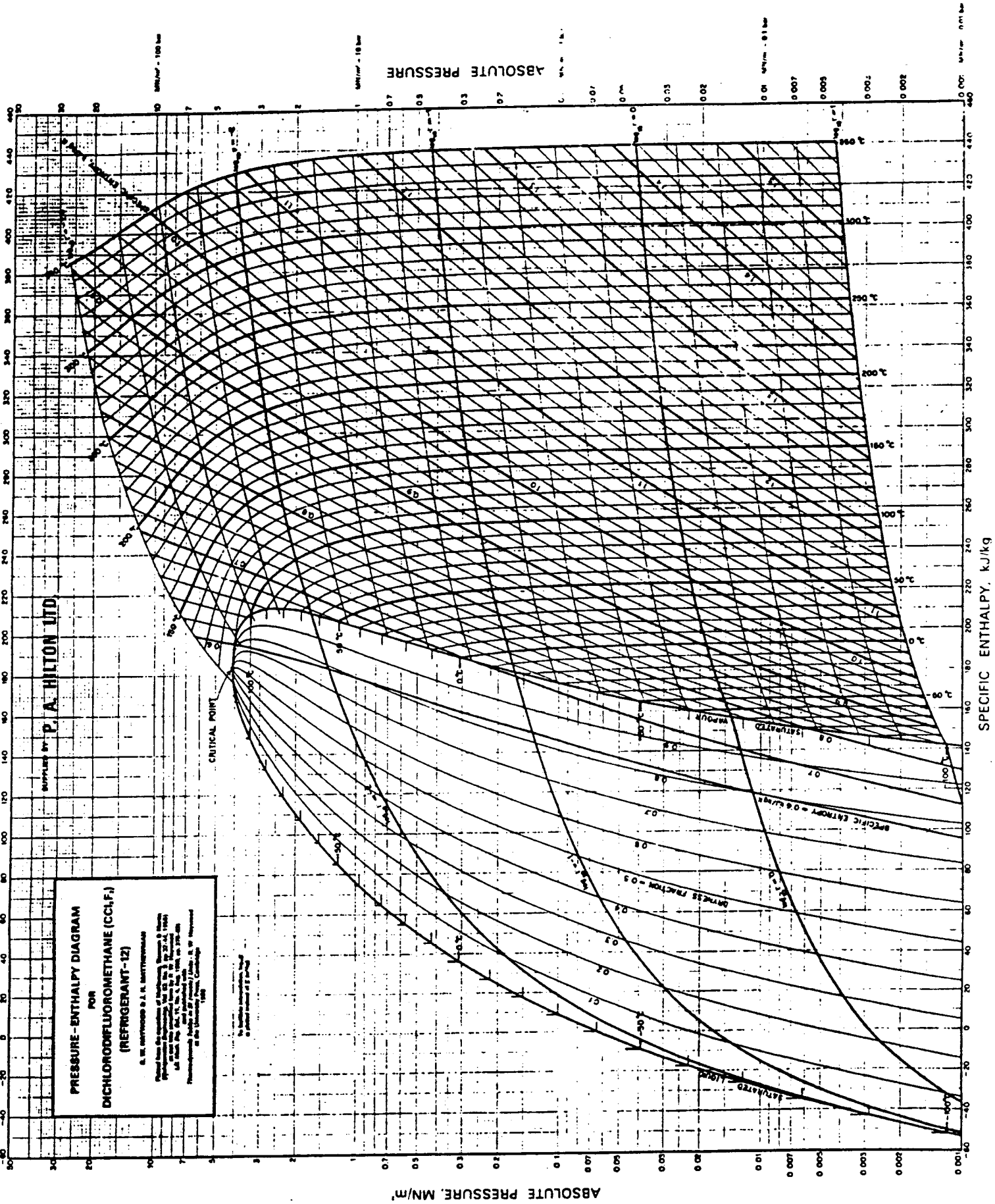
This experiment will doubtless suggest to many students that the Vapour Compression Heat Pump provides a pollution free answer to the problem of conserving energy for space heating purposes. Very few machines give up more energy than they consume? Where does the extra energy come from? How does the system conform to the principle of conservation of energy? Why does industry not make greater use of this phenomenon? A useful discussion could be held on the economics of Heat Pumps versus conventional space heating plants and drawing direct comparisons between initial plant purchase costs, maintenance costs, physical size of plant, installation costs, ease of control and response rates to changes in conditions, etc.



**TEMPERATURE — ENTROPY DIAGRAM
IN S.I. UNITS FOR
DICHLORODIFLUOROMETHANE (CCl₂F₂)
(REFRIGERANT 12)
G.A. HEWETT**

PUBLISHED BY P.A. MILTON LTD, HORSEBRIDGE MILL,
RING SOMBORNE, HANTS, ENGLAND

THIS DIAGRAM IS DESIGNED FOR USE WITH REFRIGERATION
UNITS FROM THE MILTON RANGE OF ENGINEERING LABORATORY
TEACHING EQUIPMENT
SPECIFIC VOLUME IS OMITTED FOR CLARITY
USERS SHOULD ALSO REFER TO A PRESSURE — ENTHALPY
DIAGRAM FOR R12 IN S.I. UNITS PUBLISHED BY THE
UNIVERSITY PRESS, CAMBRIDGE, ENGLAND



ABSOLUTE PRESSURE

SPECIFIC ENTHALPY, kJ/kg

ABSOLUTE PRESSURE, MN/m²

PRESSURE-ENTHALPY DIAGRAM
 FOR
DICHLORODIFLUOROMETHANE (CCl₂F₂)
(REFRIGERANT-12)
 G. W. HERTWEG & J. H. MERTTERMEYER
 Based on the equations of HERTWEG, *Refrigerant 12*
 (Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 3, pp. 27-34, 1960)
 and MERTTERMEYER, *Refrigerant 12*
 (Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 3, pp. 35-40, 1960)
 Published by the International Institute of Refrigeration
 at the University of Cambridge, Cambridge, U.K. in November
 1960

Supplied by **P. A. HILTON LTD**

1000 kPa = 10 bar

1000 kPa = 10 bar

1000 kPa = 10 bar

1000 kPa = 10 bar