

C. E. S. I. R. E.
Plateforme TTE

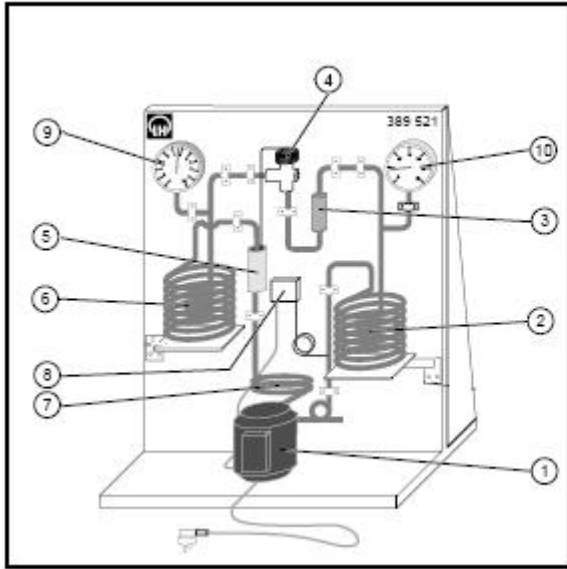
Pompe à chaleur (réfrigérateur)



manip Vercors

Ce document ne doit pas quitter la salle de TP. Ne pas détériorer : il doit servir à tout le monde.

NE RIEN ECRIRE DESSUS



- 1 Compresseur 230 V; 50/60 Hz.
- 2 Condenseur, diamètre intérieur d'env. 13 cm
- 3 Collecteur/épurateur
- 4 Vanne de détente à régulation thermostatique
- 5 Sonde de température de la vanne de détente, isolée thermiquement
- 6 Evaporateur, diamètre intérieur d'env. 13 cm
- 7 Tuyau en serpentin comme liaison élastique entre le compresseur et l'échangeur thermique
- 8 Manostat
- 9 Manomètre dans la partie basse pression; échelle intérieure pour la mesure de la pression de -1 à +10 bars, échelle extérieure avec température des points de rosée pour R134a de -60 °C à +40 °C.
- 10 Manomètre dans la partie haute pression; échelle intérieure: pression de -1 à +30 bars, échelle extérieure avec température des points de rosée pour R 134a de -60 °C à + 85°C.

Le dispositif comporte en outre des thermomètres et deux circuits échangeurs de chaleur au niveau de l'évaporateur et du condenseur, non représentés sur le schéma.

Des explications sont fournies en dernière page pour l'utilisation du diagramme de Mollier dédié.

1. MISE EN ROUTE

- Ouvrir la vanne générale d'eau derrière le tableau à droite (environ un tour)
- Ouvrir les deux robinets d'eau sur le devant du dispositif, un à droite et un à gauche, à environ $0,6\text{ l/mn}$. Augmenter ensuite le débit des deux robinets à $1,8\text{ l/mn}$. Il s'agit de l'alimentation des circuits échangeurs de chaleur.
- Agir sur l'interrupteur du tableau général (en bas à gauche, non représenté sur le schéma), ce qui allume l'affichage des thermomètres en haut à gauche.
- Brancher le compresseur

2. SPÉCIFICITÉS DE MESURES

- On lit la consommation électrique sur le boîtier blanc : appuyer sur le bouton "Watt". Le voyant "kWh" ne doit pas être allumé.
- L'eau qui se condense à proximité des thermoéléments 2 et 3 forme un pont capillaire entre ceux-ci, ce qui assigne à tort à T_2 une température proche de T_3 . Il est donc nécessaire de bien essuyer cette zone juste avant de faire une mesure.
- Les manomètres sont différentiels : ajouter 1 bar aux valeurs lues pour obtenir les pressions haute et basse du fluide frigorigène.

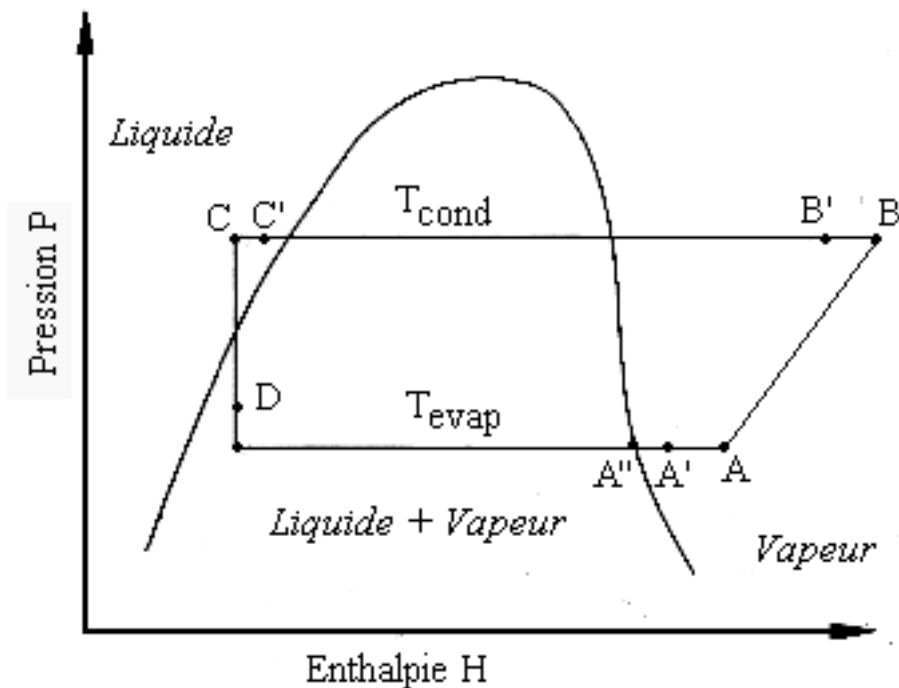
3. CHANGEMENT DE RÉGIME

La machine A ne possède pas de vanne permettant de faire varier et de connaître le débit de fréon. On peut faire indirectement varier le débit de fréon en faisant varier le débit d'eau, mais il n'y a aucun moyen direct de connaître sa valeur.

Pour le déterminer, on calcule la chaleur cédée par l'eau au niveau de l'évaporateur par unité de temps. Toujours au niveau de l'évaporateur, on calcule le changement d'enthalpie du fréon à l'aide du diagramme de Mollier (voir pages suivantes). On peut estimer le débit massique du fréon, qui fait le lien entre les deux résultats calculés précédemment, en supposant que la chaleur est entièrement échangée entre l'eau et le fréon (pas de perte vers l'extérieur).

Grandeurs numériques nécessaires en dernière page

Cycle réel de la PAC



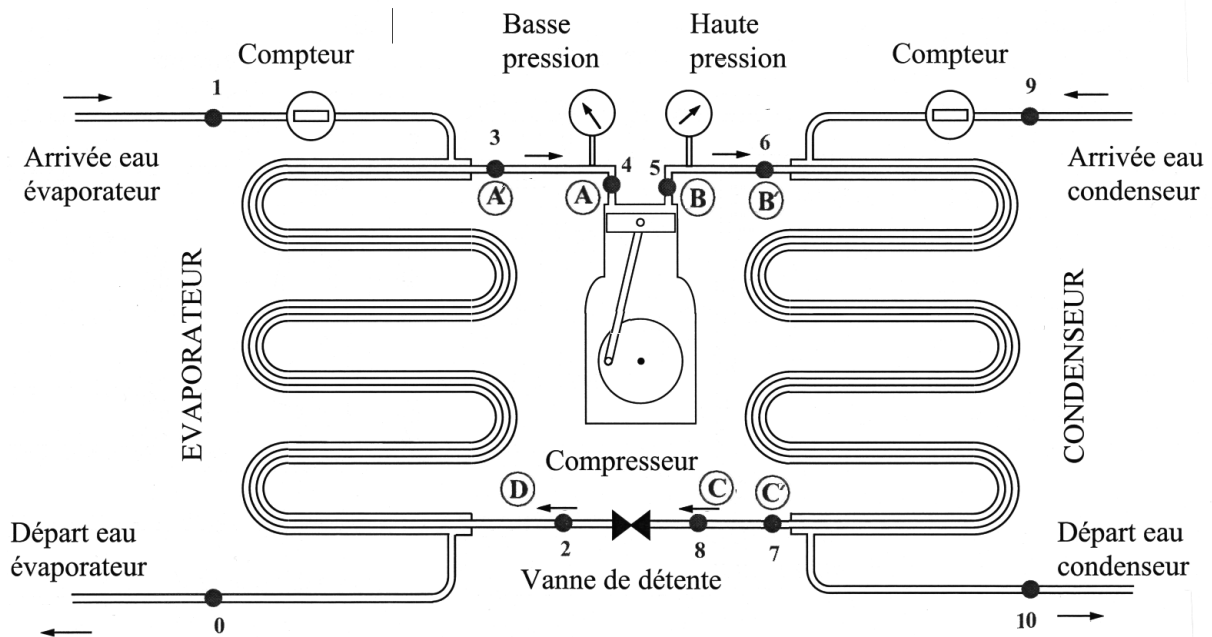
- Si l'on mesure la température à l'entrée du compresseur, on constate que le point A à l'entrée du compresseur n'est pas situé sur la courbe de saturation, ou de rosée (point A''). On surchauffe le gaz à la sortie de l'évaporateur : dans ces conditions, on assure que le compresseur travaille uniquement avec du gaz, ce qui évite sa détérioration en cas de fonctionnement avec un mélange liquide-gaz.

- Si le compresseur était parfaitement adiabatique, on mesurerait en sortie du compresseur une température correspondant au point B situé sur l'isentropique passant par A . En pratique, la température mesurée en sortie du compresseur fait placer le point B à droite de l'isentropique qui passe par A , car il a fallu fournir plus de travail que pour une compression adiabatique et le fréon a récupéré les pertes du moteur et du compresseur. A l'entrée du condenseur (point B'), on mesure une température plus faible qu'en B à cause des pertes dans les canalisations entre le compresseur et le condenseur.

- Si on mesure la température à l'entrée de la vanne de détente, on trouve un point C situé dans la région "liquide" et non pas exactement sur la courbe de rosée : les dimensions du dispositif sont calculées pour sous-refroidir légèrement le liquide. La détente dans la vanne est ainsi plus régulière, l'écoulement du fluide n'étant pas perturbé par un mélange liquide-gaz. Le point C' correspond à la mesure de température en sortie du condenseur.

- Enfin, la mesure de la température à l'entrée de l'évaporateur donne dans certaines conditions un point D dont la pression est différente de celle de A , où est situé le manomètre. Ceci traduit le fait qu'il peut exister des pertes de charge non négligeables dans l'évaporateur. La position du thermomètre correspondant au point D peut aussi expliquer cette différence. En pratique, on placera le point D en considérant qu'il est à la même pression que A , et que la transformation $C - D$ est isenthalpique.

Machine A - Position des thermomètres :



UTILITÉ DU DIAGRAMME DE MOLLIER (VOIR PAGE SUIVANTE) EN SYSTÈME OUVERT :

Un système ouvert peut échanger non seulement de l'énergie mais aussi de la matière avec l'extérieur. C'est le cas d'un système en écoulement permanent, et par extension un système en circuit fermé (comme celui auquel on a affaire) peut être décrit comme un circuit ouvert. Dans ce cas, c'est l'enthalpie et non l'énergie interne qui est la grandeur la plus pratique à considérer.

En effet, le premier principe nous dit que la variation de l'énergie interne de cette partie du fluide (qui constitue un système fermé, puisqu'on suit les molécules du fluide) $U_2 - U_1$ est égale à la somme du travail W et de la chaleur Q (dans la convention thermodynamique où ce qui est effectivement reçu par le fluide est > 0 , et ce qui est cédé à l'extérieur est < 0), échangés avec le fluide pendant la transformation. Attention : W est la somme du travail fourni par l'extérieur W_{ext} (par exemple, par le compresseur) et du travail des forces de pression exercées sur le système considéré par le reste du fluide W_{reste} .

Ce travail W_{reste} est égal à $P_1V_1 - P_2V_2$ (c'est-à-dire à la différence entre le travail échangé lorsqu'un volume V_1 de fluide sort d'une zone où la pression est P_1 , et celui qu'il faut fournir pour faire entrer un volume V_2 de fluide dans une zone où la pression est P_2) ($\Rightarrow doc$). Ainsi le premier principe s'écrit :

$$U_2 - U_1 = Q + W_{ext} + P_1V_1 - P_2V_2$$

En introduisant l'enthalpie $H = U + PV$, on obtient finalement la version "système ouvert" du premier principe, qui ne fait intervenir que le travail échangé avec l'opérateur extérieur, hors fluide frigorigène :

$$H_2 - H_1 = Q + W_{ext}$$

Vanne de détente

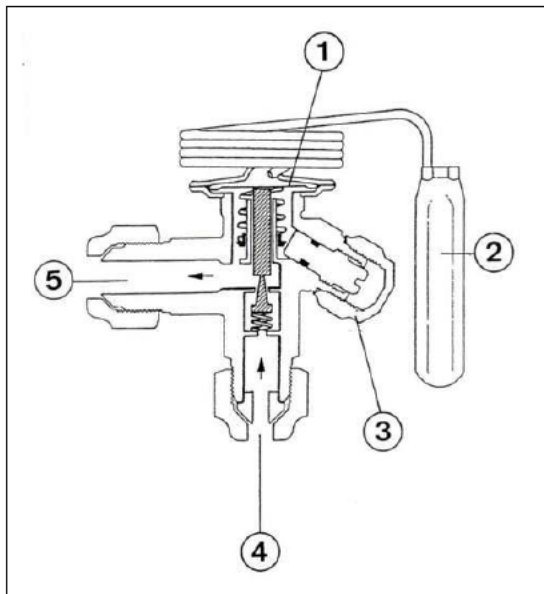


Fig. 1: Cross sectional drawing of the expansion valve schematically. Shaded: control cone of the injection valve. Flow direction of the coolant marked by arrows,
 (1) membrane
 (2) temperature probe: gas-filled metal capsule which is clamped on the outlet of the evaporator,
 (3) adjustment screw
 (4) inlet port
 (5) outlet port

Principles

The expansion valve of the heat pump is with respect to its function the counterpart to the compressor. It controls the amount of liquefied coolant streaming under high pressure towards the evaporator. The amount is limited in such a manner that only the amount of coolant can reach the evaporator which can be evaporate completely. The expansion valve reduces the support of coolant if not enough heat energy is reaching the coolant in the evaporator.

In this way it is avoided reliably, that liquid coolant from the evaporator can enter the compressor and destroy the device (i.e. so called "beat by a liquid"). As control variable the superheating of the coolant in the evaporator is used, i.e. the difference between the temperature T_V of the gaseous coolant at the output of the evaporator and the evaporation temperature T_S of the gas-liquid mixture in the evaporator:

$$\Delta T = T_V - T_S \quad (I)$$

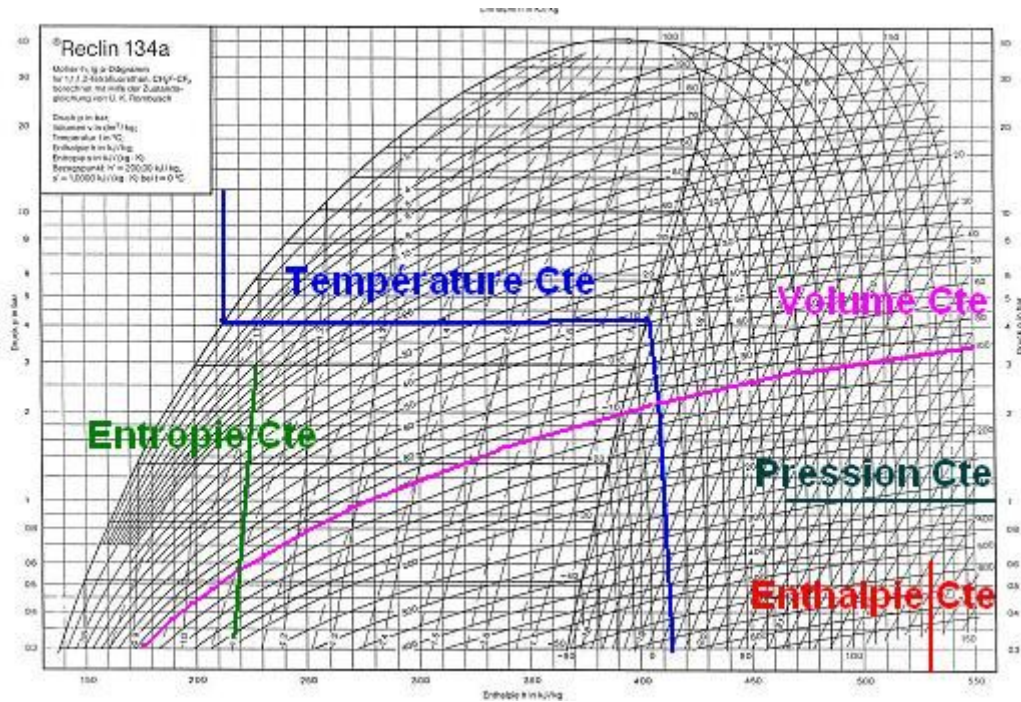
T_S : evaporation temperature

T_V : coolant temperature

The vapour pressure curve of the coolant relates unambiguously the evaporation temperature T_S and the pressure p_V on the evaporator side and can therefore be read off on the most outer scale of the low-pressure manometer.

The supply of coolant should be activated not before ΔT is exceeding a certain value. This problem is solved technically by a membrane which is governing the aperture of the injection jet of the coolant (Fig. 1). The lower side of the membrane is linked with the output of the valve. On the lower surface of the membrane is therefore acting the pressure p_V . On the same membrane side a spring is pressing towards the membrane simultaneously. On the upper surface of the membrane is acting the opposite pressure p_1 of a temperature probe which is fixed at the output of the evaporator. (At the heat pump used here it is covered by a black heat insulating jacket.)

Diagramme de Mollier du R134a



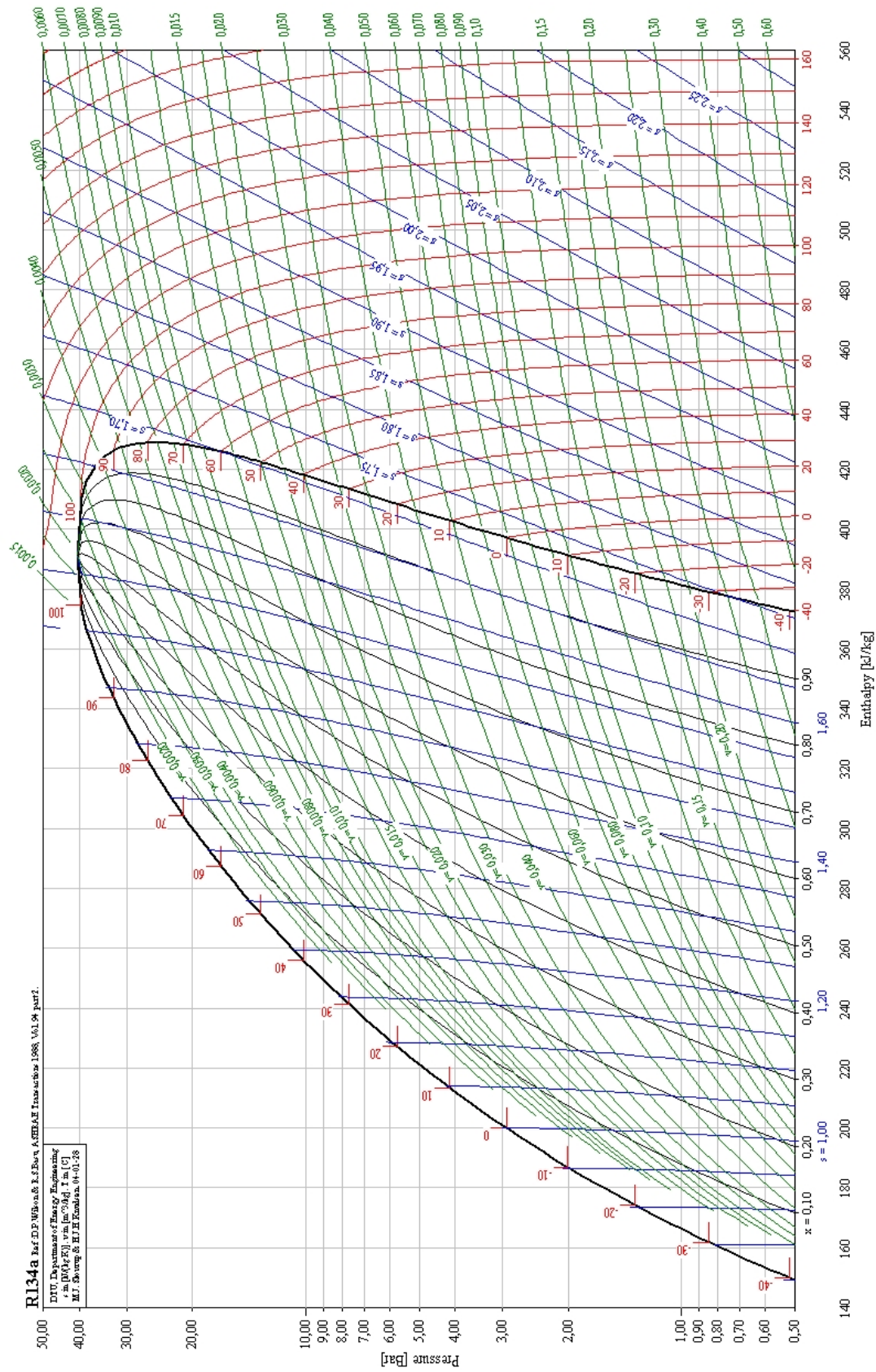
R134A : $H_2FC - CF_3$; MW = 86,5 g/mol

Les graduations portées sur la partie gauche de la courbe d'équilibre liquide-vapeur donnent le volume massique du fréon.

Les isothermes et les isentropiques peuvent être considérées comme verticales dans la partie liquide.

Chaleurs spécifiques du R134a : $c_{liq} = 1,46 \text{ kJ.K}^{-1}.kg^{-1}$, gaz $c_P = 0,874 \text{ kJ.K}^{-1}.kg^{-1}$.

Rappel : $c_{eau} = 4,186 \text{ kJ.K}^{-1}.kg^{-1}$;



Enthalpie massique : graduations de la ligne inférieure (140 à 560).

Isothermes : uniquement les indications en rouge.