

ORDRE DES INGÉNIEURS DU QUÉBEC

SESSION DE MAI 2014

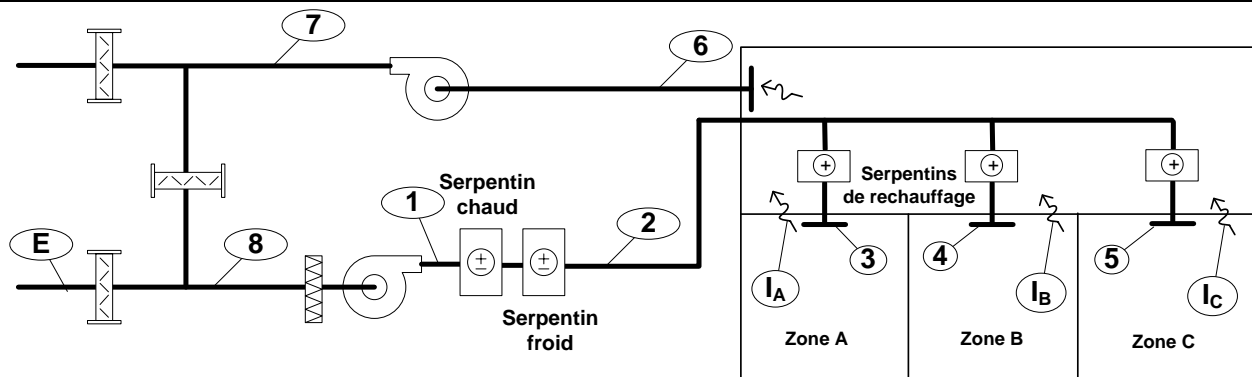
Toute documentation permise
Calculatrices : modèles autorisés seulement
Durée de l'examen : 3 heures

14-BA-A4 Contrôle environnemental des bâtiments

Problème n° 1 (30 points)

La figure ci-jointe illustre un système de climatisation à débit constant avec les serpentins de réchauffage dans les zones. Les débits d'air déterminés pour les conditions de design et les charges de chaque zone pour un moment hors de design sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Zones	A		B		C	
Débit	2.0 m ³ /s		1.5 m ³ /s		1.0 m ³ /s	
Charges (kW)	sensible	latente	sensible	latente	sensible	latente
	24.0	6.0	12.6	7.43	7.2	1.5
Température	25 °C					
Humidité relative	40 à 60 %					



Gains de chaleur dans le faux-plafond	10.8 kW
Réchauffement de l'air dans le ventilateur de retour	$\Delta t = 1\text{ °C}$
Réchauffement de l'air dans le ventilateur d'alimentation	$\Delta t = 2\text{ °C}$
L'air frais (extérieur) température sèche	$t_{db} = 30\text{ °C}$
température humide	$t_{wb} = 25\text{ °C}$
Débit de l'air frais	20% du débit de design

Identifier la zone critique dans laquelle l'humidité relative est de 60%. Représentez sur le diagramme psychrométrique ci-joint les états clés de l'air (les points 1 à 8, I_A , I_B , I_C et E sur le

schéma) (6 points) et présentez dans un tableau la température et l'humidité absolue de chaque état de l'air (5 points).

Déterminez:

- le débit du ventilateur (4 points);
- la température et l'humidité absolue de l'air à la sortie du serpentin froid (4 points);
- la puissance frigorifique du serpentin de refroidissement (5 points);
- les puissances des serpentins de réchauffage dans les zones A, B, et C (6 points).

Pour les calculs on admet les conditions de l'air standard c'est-à-dire : $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$
 $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ et l'enthalpie de vaporisation $i_{fg} = 2500 \text{ kJ/kg}$

Problème n° 2 (15 points)

Pour un bâtiment commercial, les informations suivantes sont disponibles :

Le coefficient total de perte de chaleur K_{tot}	$K_{tot} = K_{cond} + \rho c_p \dot{V}$
avec $K_{cond} = 12000 \text{ Btu/hre}^\circ\text{F}$	et $\rho c_p \dot{V} = 8000 \text{ Btu / hre}^\circ\text{F}$
La superficie des fenêtres	15 000 pi^2
La résistance thermique des fenêtres	R2
La température intérieure du bâtiment	72 $^\circ\text{F}$
La température extérieure de design	-16 $^\circ\text{F}$
Les degrés-jours de chauffage avec la base de 64.4 $^\circ\text{F}$ (18 $^\circ\text{C}$)	8200 (en $^\circ\text{F}$)
Les gains de chaleur	130 kW
Le rendement du système de chauffage	70 %

Déterminez :

- la consommation annuelle d'énergie par la méthode degrés-jours (3 points);
- la température d'équilibre du bâtiment (3 points);
- la consommation d'énergie pour la tranche de température extérieure de 20 $^\circ\text{F}$ (N_{BIN} pour cette tranche est de 400 heures) (3 points).

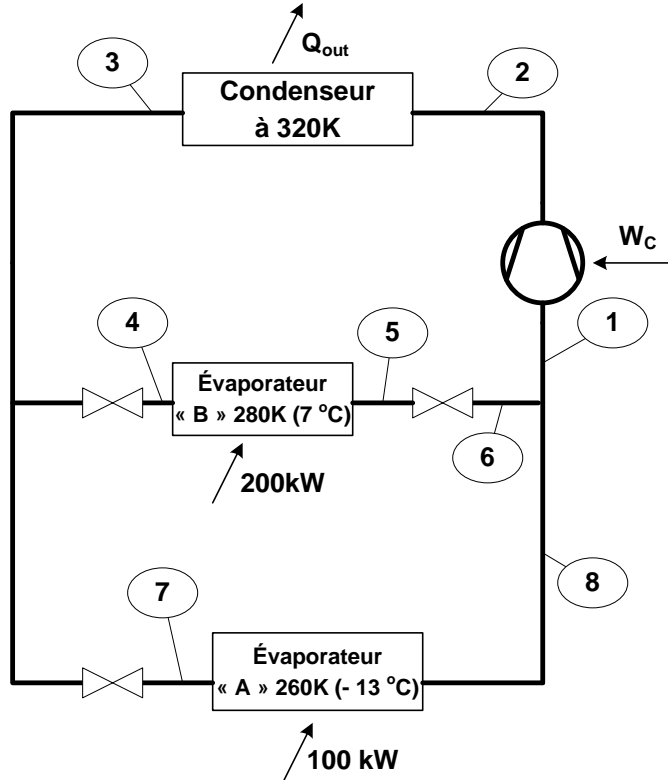
Les fenêtres actuelles (**R2**) ont été remplacées par les fenêtres ayant meilleures étanchéité et résistance thermique :

- la nouvelle résistance thermique de fenêtres est de **R4**;
- le taux de l'infiltration (V) a changé en passant de **1.5 à 0.9** changements d'air par heure.

Déterminez :

- la nouvelle valeur du coefficient K_{tot} (3 points);
- la nouvelle consommation annuelle d'énergie par la méthode de degrés-jours (3 points).

Problème n° 3 (20 points)



Le schéma présente un système frigorifique à compression de vapeur comportant deux évaporateurs et fonctionnant avec Propane (R-290) comme le réfrigérant. Le design du système permet de réaliser la réfrigération à deux niveaux de températures 260K et 280K (-13°C et 7°C) avec un seul compresseur et un seul condenseur. La capacité frigorifique de l'évaporateur « A » est de 100 kW. Il fonctionne à -13°C , la vapeur à la sortie étant à l'état saturé. La capacité frigorifique de l'évaporateur « B » est de 200 kW. Il fonctionne à 7°C , la vapeur à la sortie étant à l'état saturé. La compression est isentropique jusqu'à la température de condensation de 320K. On admet que les chutes de pression dans les évaporateurs et dans le condenseur sont négligeables. On admet aussi que le réfrigérant à la sortie du condenseur est à l'état du liquide saturé. Présentez le cycle frigorifique sur le diagramme $p-h$ ci-joint

(4 points) et déterminez :

- les débits massiques du réfrigérant dans chaque évaporateur et dans le compresseur (\dot{m}_1 , \dot{m}_4 , \dot{m}_7) en kg/s (4 points);
- la puissance du compresseur (W_c) en kW (4 points);
- le taux de transfert de chaleur au niveau du condenseur (Q_{out}) en kW (4 points);
- le coefficient de performance COP (4 points).

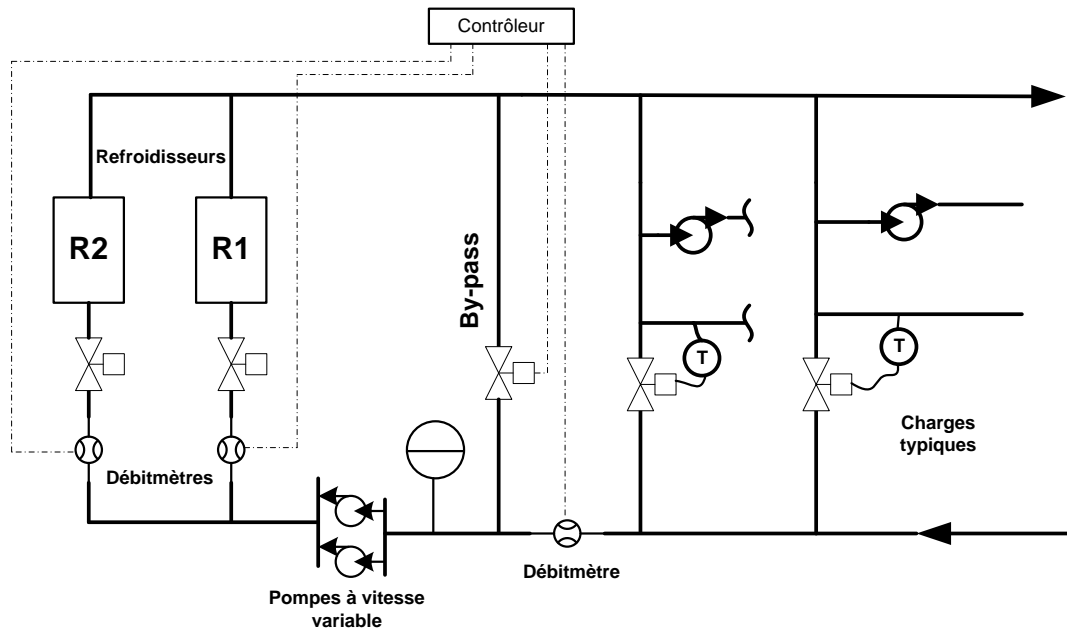
Problème n° 4 (20 points)

La figure présente un système primaire variable dont la capacité est de 1200 tonnes (4220 kW). Il est dimensionné pour l'opération avec la température de l'eau d'alimentation 42°F (6°C) et la température de retour de 65°F (18°C). Les refroidisseurs ont les mêmes capacités et il y a de deux pompes primaires à 3500 rpm. Elles ont la même grandeur et fonctionnent à vitesse variable. Lorsque les refroidisseurs opèrent à la charge partielle, leur débit peut être réduit d'un maximum de 30% du débit à pleine charge (capacité).

- Calculez, pour la pleine charge, le débit d'eau des refroidisseurs et présentez les conditions d'opération du système (les débits, écoulement dans le by-pass, vitesse de pompes, etc.) (5 points);

- Présentez les conditions acceptables d'opération du système en admettant qu'il fonctionne à la charge de 900 tonnes (3165 kW) ; (5 points)
- Déterminez et présentez les conditions satisfaisantes d'opération du système lorsqu'il fonctionne à 60% de sa pleine capacité ; (5 points)
- Déterminez et présentez les conditions satisfaisantes d'opération du système lorsqu'il fonctionne à 25% de sa pleine capacité (5 points).

Admettez qu'il n'y a pas de changement de températures.



Problème n° 5 (15 %)

La charge de chauffage (sensible) d'un bâtiment est de 200 000 Btu/hre. Le facteur de chaleur sensible (SHF) des espaces chauffés est de 1.1. La température sèche et l'humidité relative des espaces doivent être maintenues respectivement à 72 °F et 30 %. L'air extérieur est fourni à la température sèche et l'humidité absolue respectivement de -16 °F et 0.0004 lb/lb_{dry air}. Le débit d'air extérieur est de 2000 pcm. L'air est soufflé dans l'espace à la température de 120 °F. La vapeur dont l'enthalpie est de 1150 Btu/lb est utilisée pour humidifier l'air. Déterminez :

- Les paramètres et le débit d'air soufflé dans l'espace à chauffer (4 points) ;
- L'augmentation de température de l'air dans la fournaise utilisée pour chauffer l'air (3 points) ;
- La capacité requise de la fournaise (4 points) ;
- Le débit de la vapeur d'eau requise pour l'humidification (4 points).

Chart 1b ASHRAE Psychrometric Chart No. 1 (SI) (Reprinted by permission of ASHRAE.)

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE-SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

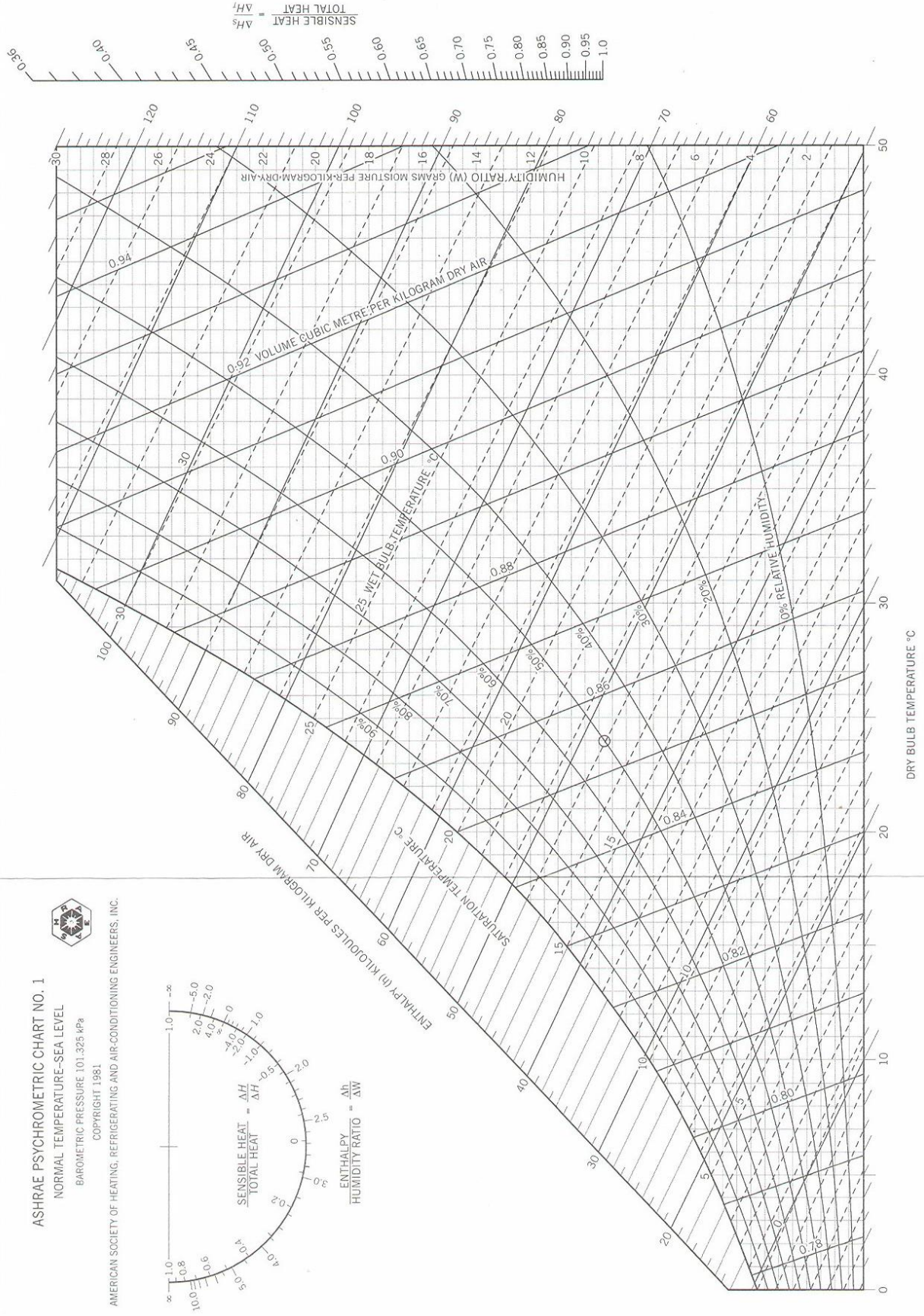


Chart 1a ASHRAE Psychrometric Chart No. 1 (IP) (Reprinted by permission of ASHRAE.)

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE

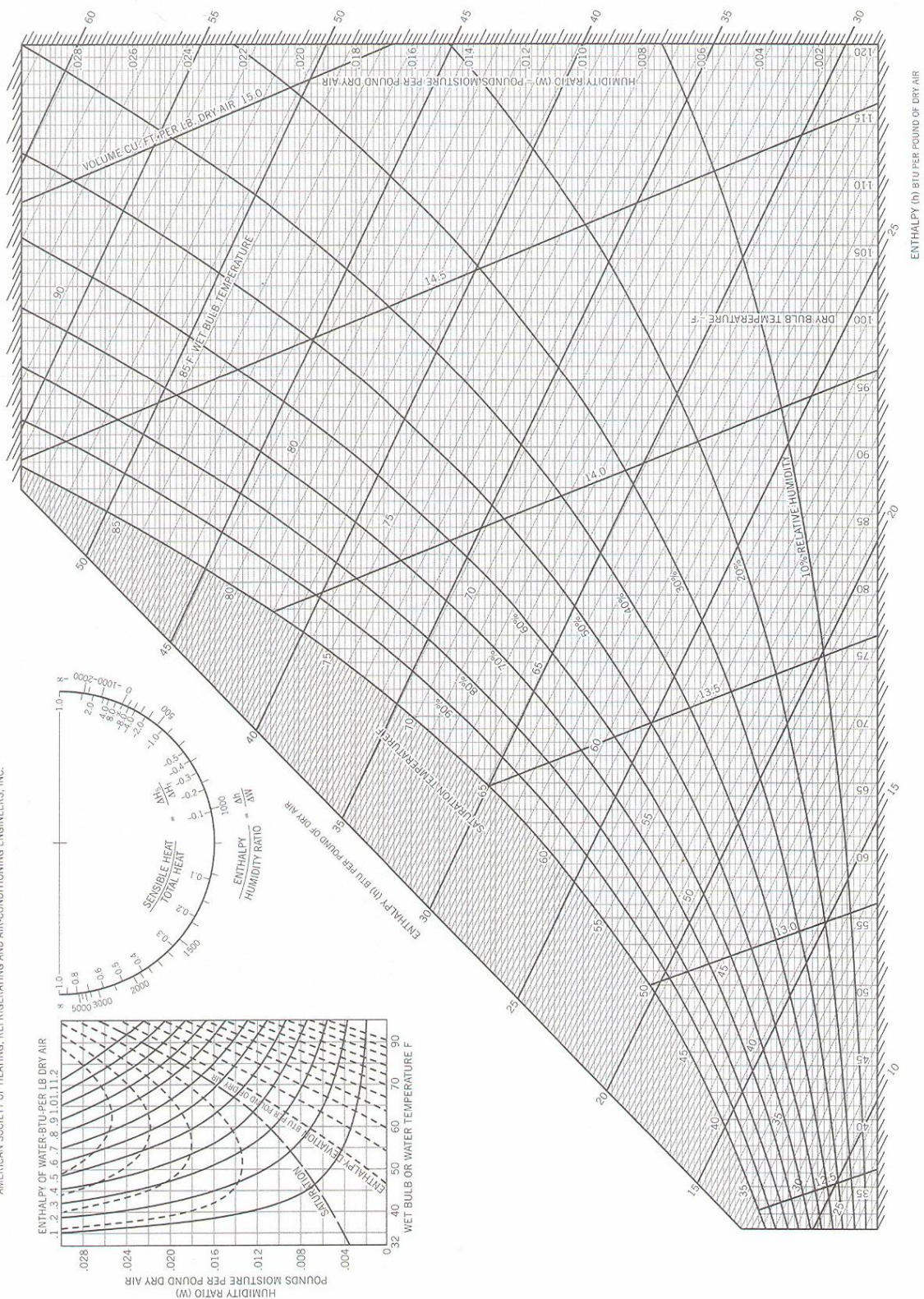
BAROMETRIC PRESSURE 29.921 INCHES OF MERCURY

COPYRIGHT 1963

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



SEA LEVEL



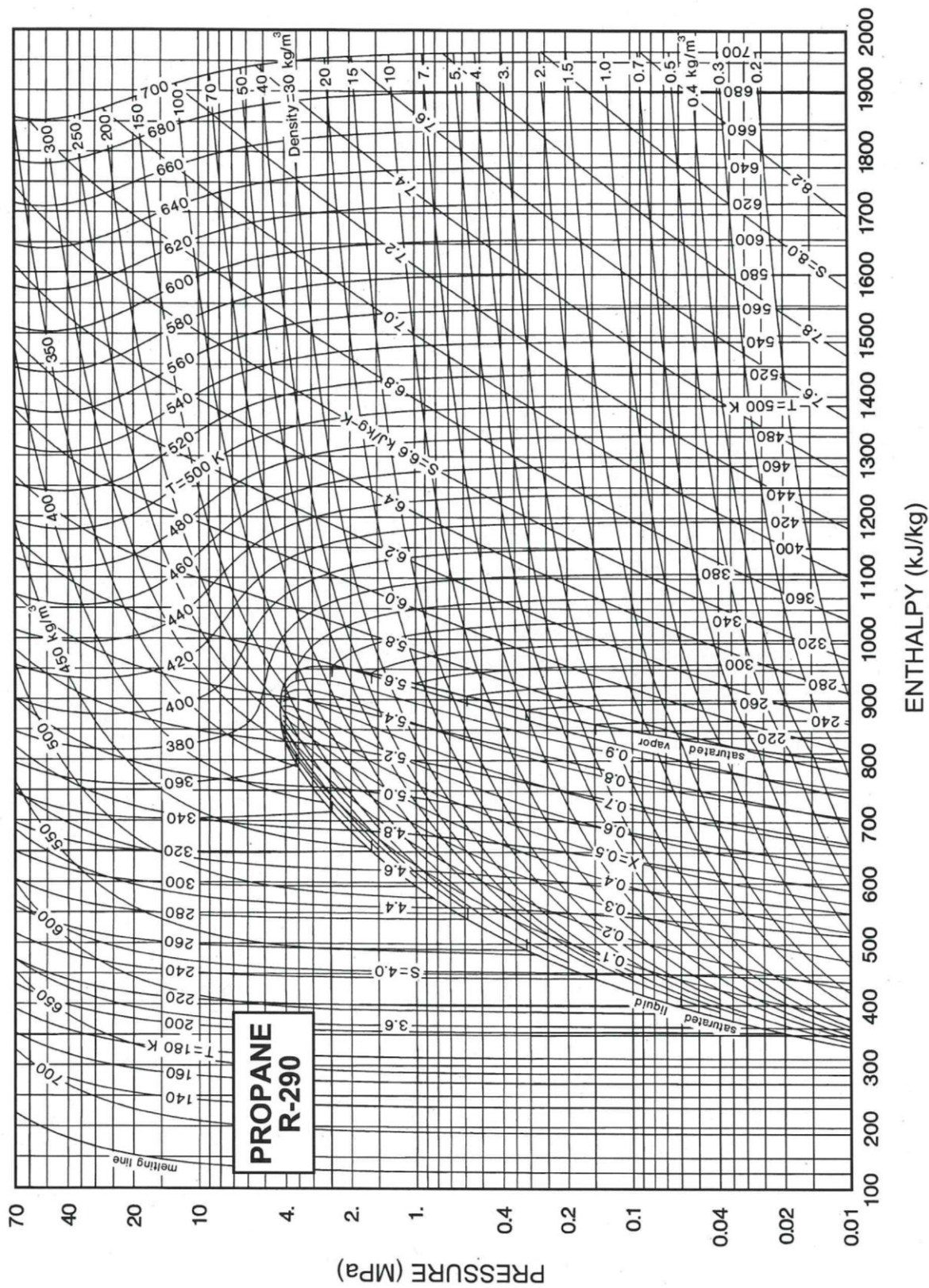


Fig. 17 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 290 (Propane)
Note: The reference states for enthalpy and entropy differ from those in the table.