Francis Meunier
Paul Rivet
Marie-France Terrier

FROID INDUSTRIEL

2e édition

La Rpf

DUNOD

CHEZ LE MÊME ÉDITEUR



Jean Desmons
Aide-mémoire de Froid industriel
2e édition, 2010, 392 pages



Pierre Rapin et Patrick Jacquard
Technologie des installations frigorifiques
8e édition, 2004, 544 pages



Pierre Rapin et Patrick Jacquard
Formulaire du froid
14e édition, 2010, 674 pages

Le pictogramme qui figure ci-contre mérite une explication. Son objet est d'alerter le lecteur sur la menace que représente pour l'avenir de l'écrit, particulièrement dans le domaine de l'édition technique et universitaire, le développement massif du photocopillage.
Le Code de la propriété intellectuelle du 1er juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée dans les établissements d'enseignement supérieur, provoquant une baisse brutale des achats de livres et de revues, au point que la possibilité même pour les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée.
Nous rappelons donc que toute reproduction, partielle ou totale, de la présente publication est interdite sans autorisation de l'auteur, de son éditeur ou du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC, 20, rue des Grands-Augustins, 75006 Paris).

DANGER
LE PHOTOCOPILLAGE TUE LE LIVRE

© Dunod, Paris, 2005, 2007, 2010
ISBN 978-2-10-055565-9

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).
Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

TABLE DES MATIÈRES

Avant-propos XI
Notations et abréviations XII

A

Production du froid

1 • Thermodynamique et transferts thermiques 3
- 1.1 Rappels de thermodynamique 3
- 1.2 Cycles de production du froid à deux ou trois températures 6
- 1.3 Échanges thermiques 19

2 • Cycles thermodynamiques de production du froid 41
- 2.1 Cycle de Carnot conventionnel 41
- 2.2 Nouveau cycle de Carnot 41
- 2.3 Cycle à compression mécanique de vapeur 43
- 2.4 Cycles à compression mécanique de gaz 46
- 2.5 Cycles à gaz à compression mécanique et à détente avec changement de phase 50
- 2.6 Cycle à compression thermique de vapeurs 55

3 • Fluides frigorigènes 61
- 3.1 Introduction historique 61
- 3.2 Nomenclature des fluides frigorigènes 62
- 3.3 Propriétés recherchées pour les fluides frigorigènes 65
- 3.4 Mélanges de fluides frigorigènes 84
- 3.5 Hydrocarbures : exemple du propane (R-290) 97
- 3.6 Comparaison entre fluides frigorigènes 98

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

3.7 Dioxyde de carbone (R-744) 105
3.8 Les nouvelles règles de l'art 113
3.9 Fluides frigorigènes les plus utilisés 113

4 • Machine frigorifique mono-étagée, à compression mécanique de vapeur 117

4.1 Description du cycle de référence : machine mono-étagée parfaite 117
4.2 Machine réelle à compression de vapeur 126
4.3 Cycle à compression isotherme avec échangeur liquide-vapeur 138
4.4 Conclusions 140

5 • Compresseurs à pistons 141

5.1 Principe de fonctionnement 141
5.2 Compresseur à pistons parfait sans volume mort 142
5.3 Compresseur à pistons parfait avec espace mort 145
5.4 Évolutions du rendement volumétrique d'un compresseur parfait 148
5.5 Analyse énergétique d'un compresseur parfait 150
5.6 Évolutions de la PME d'un compresseur parfait 151
5.7 Compresseur réel à pistons 154
5.8 Conclusions 161

6 • Rendements d'un compresseur 163

6.1 Bilan énergétique d'un compresseur 163
6.2 Rendements d'un compresseur 165
6.3 Étude des variations du rendement volumétrique 173
6.4 Étude des variations du rendement indiqué 178
6.5 Étude des rendements mécanique et effectif 173
6.6 Estimation de la température réelle des vapeurs au refoulement d'un compresseur 180

7 • Cycles bi-étagés 183

7.1 Systèmes bi-etagés avec deux compresseurs 185
7.2 Systèmes avec un compresseur bi-étagé 198
7.3 Autres types de circuits bi-étagés 205
7.4 Cycles en cascade 207
7.5 Cas particulier des cascades au CO_2 213
7.6 Conclusion 214

8 • Dimensionnement d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur 215

8.1 Établissement du régime interne 216
8.2 Détermination des composants d'une machine frigorifique 225
8.3 Détermination du coefficient de performance 241
8.4 Tendances 243

9 • Compression thermique de vapeur : le froid à sorption 245

9.1 Absorption liquide 246
9.2 Systèmes à sorption solide 264
9.3 Impact environnemental des systèmes à sorption 273

10 • Froid renouvable : solaire, éolien, géothermie et biomasse 277

10.1 Les deux filières de froid renouvable 277
10.2 Les deux filières du froid solaire 278
10.3 Le froid renouvable à compression mécanique de vapeur 279
10.4 La filière thermique de froid renouvable 282
10.5 Tendances du froid renouvable 285

11 • Modélisation et simulation 287

11.1 Calcul des propriétés thermodynamiques et des cycles 288
11.2 Simulation de composants 290
11.3 Simulation dynamique en régime transitoire d'un système frigorifique global 294
11.4 Cas particulier de la FDD (détection et diagnostic de pannes) 297

B

Technologie du froid mécanique

12 • Composants 305

12.1 Généralités sur les compresseurs 305
12.2 Compresseurs à pistons 306
12.3 Hélico-compresseurs ou compresseurs à vis 322
12.4 Compresseurs rotatifs à palettes 344
12.5 Compresseurs scroll ou spiro-orbital 346
12.6 Compresseurs centrifuges 350
12.7 Échangeurs de chaleur 360
12.8 Condenseurs 369

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

12.9 Évaporateurs 376
12.10 Autres échangeurs 380
12.11 Capacités sous pression 384
12.12 Détendeurs et systèmes de détente 390
12.13 Canalisations frigorifiques et accessoires 398
12.14 Pompes à eau et à frigoporteur 403
12.15 Refroidisseurs atmosphériques 403
12.16 Matériel de régulation 406

13 • Matériels spécifiques 411
13.1 Matériels pour la surgélation ou la congélation 411
13.2 Machines à glace 419
13.3 Groupes de refroidissement de liquide 423

14 • Architecture des systèmes frigorifiques 425
14.1 Distribution du froid 425
14.2 Production et distribution frigorifique 426
14.3 Centrales frigorifiques 427
14.4 Mode d'alimentation des évaporateurs 427
14.5 Types de circuits frigorifiques 429
14.6 Systèmes de condensation 431

15 • Applications du froid 435
15.1 Distribution alimentaire 435
15.2 Restauration collective et grandes cuisines 437
15.3 Usines agroalimentaires 437
15.4 Locaux particuliers 439
15.5 Entreposage 439
15.6 Usine de crèmes glacées 441
15.7 Laiterie et fromagerie 442
15.8 Unités de surgélation 443
15.9 Groupe de process 443
15.10 Bâtiment et construction 444
15.11 Patinoires et neige 444
15.12 Malteries et brasseries 444
15.13 Salaisonnerie et charcuterie 445
15.14 Procédés divers de refroidissement 446

16 • Dégivrage 449
16.1 Généralités 449

16.2 Procédés de dégivrage 450
16.3 Initialisation 450
16.4 Arrêt 451
16.5 Réduction des entrées d'air 451

17 • Frigoporteurs **453**

17.1 Frigoporteurs liquides 453
17.2 Frigoporteurs monophasiques liquides 455
17.3 Frigoporteurs liquide/vapeur 457
17.4 Frigoporteurs solide/liquide 458
17.5 Accumulation de froid 464

18 • Huiles frigorifiques **467**

18.1 Nécessité et problèmes engendrés 467
18.2 Miscibilité 468
18.3 Solubilité et dissolution 469
18.4 Réintégration d'huile sur circuits HFC, HCFC et CO_2 469
18.5 Équilibrage d'huile 471
18.6 Principales huiles frigorifiques 472

19 • Froid, environnement et tendances **477**

19.1 Couche d'ozone 477
19.2 Effet de serre 477
19.3 Tendances 487

Index **489**

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

AVANT-PROPOS

Cet ouvrage présente les différents aspects de la production du froid dans l'industrie à un moment où la profession des frigoristes est soumise à des mutations importantes consécutives à des contraintes environnementales. En effet, le métier de frigoriste a beaucoup évolué depuis le développement de la chaîne du froid. À ses débuts (juste avant et après la Seconde Guerre mondiale), le froid industriel et commercial a fait appel à des ingénieurs frigoristes qui devaient concevoir des systèmes innovants pour faire face à la demande qui explosait avec la mise en place de la chaîne du froid. C'est de cette époque que date la création de l'IFFI à qui la profession des frigoristes a confié la mission de former les ingénieurs frigoristes dont elle avait besoin. Ensuite, les technologies de production du froid se sont quelque peu stabilisées, et le rôle de frigoriste se réduisait souvent à reproduire des installations connues. C'est à cette époque qu'ont été créés les premiers BTS en Froid, et que l'IFFI s'est ouvert aux BTS et DUT et a proposé un diplôme homologué de niveau II, le DSFI. Mais, depuis une vingtaine d'années, avec l'apparition des problèmes liés à l'environnement, la situation a changé radicalement et le frigoriste est confronté à de nouveaux défis : nouveaux fluides, confinement, nouvelles approches prenant en compte l'environnement, et nouveaux règlements. Le frigoriste actuel – et plus encore le frigoriste de demain – doit innover fortement pour s'adapter aux changements imposés par les nouvelles réglementations.

C'est à ce nouveau défi que cet ouvrage s'efforce de répondre en s'appuyant sur l'expérience de l'IFFI. C'est ainsi que cet ouvrage présente l'état de l'art de la production et la technologie du froid. Compte tenu de l'évolution rapide de la technologie du froid, il n'est pas possible dans un tel ouvrage de mentionner toutes les études de R&D qui ont lieu à l'heure actuelle. Néanmoins, il nous a semblé essentiel de ne pas occulter tous les efforts qui ont été déployés pour l'émergence des HFC et ceux qui sont actuellement développés en faveur des fluides naturels de remplacement.

Cet ouvrage s'appuie sur les cours de production du froid et de technologie du froid dispensés à l'IFFI ainsi que sur des cours de la filière ingénieur énergétique (option froid et climatisation) du Cnam. Il n'aborde pas le conditionnement d'air bien qu'il soit enseigné à l'IFFI, et nous avons fait le choix de ne pas aborder des domaines importants qui sont traités dans d'autres cours de l'IFFI (régulation, électrotechnique, acoustique, MFV, transports frigorifiques, etc.) ; de même, la partie à orientation plus biologique concernant la conservation des denrées, n'est pas abordée ici bien qu'elle soit traitée à l'IFFI. Pour les échanges thermiques (chapitre 1, § 1.3), nous tenons à remercier C. Marvillet qui a accepté que nous utilisions ses notes de cours qu'il dispense à l'IFFI pour en extraire quelques pages. Pour les frigoporteurs, nous remercions J. Guilpart qui a fortement contribué à la rédaction du chapitre 17 fondé sur ses notes de cours à l'IFFI.

Cet ouvrage ne se contente pas seulement de décrire les solutions les plus couramment retenues pour répondre aux besoins des utilisateurs, il procure également les outils qui permettront au frigoriste soucieux d'innover de proposer des solutions adaptées aux nouvelles contraintes, notamment environnementales. Cet ouvrage est accessible à des ingénieurs ainsi qu'à des techniciens possédant le niveau BTS ou DUT en énergétique.

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

NOTATIONS ET ABRÉVIATIONS

Symbole	Grandeur	Unité
	Coefficient de conversion d'émission de CO_2	kg eq. CO_2.kWh^{-1}
A	Surface interne d'échanges thermiques Rapport surface ailettes/surface interne	m^2
C	Nombre de constituants indépendants Charge d'ammoniac	 kg
DTLM	Écart logarithmique moyen de température	°C
E	Énergie totale, ou consommation annuelle d'énergie	J
Ex_d	Exergie détruite	
E_w	Énergie mécanique utilisable	
F	Facteur de correction du coefficient global d'échanges thermiques	
G	Flux massique surfacique	$kg.s^{-1}.m^{-2}$
H	Enthalpie Coefficient global d'échanges thermiques	J $W.K^{-1}.m^{-2}$
L	Longueur Chaleur latente de vaporisation	m $kJ.kg^{-1}$
M	Masse molaire Masse totale	$kg.mol^{-1}$ kg
N	Durée de vie du système	année
N_s	Nombre de production d'entropie	
P ou p	Pression	bar
$P(S)$	Production interne d'entropie	$W.K^{-1}$
Q	Énergie thermique, quantité de chaleur	J
R	Résistance thermique Constante des gaz parfaits	$m^2.K.W^{-1}$ $J.K^{-1}.mol^{-1}$
S	Entropie Surface, section	$J.K^{-1}$ m^2
T	Température	K
$\tilde{T}$	Température entropique	K
U	Énergie interne	J
V	Volume Variance	m^3
W	Énergie mécanique	J
W_a	Consommation annuelle d'électricité	$kWh.an^{-1}$

Symbole	Grandeur	Unité
C_H	Capacité thermique à champ magnétique constant	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
c_p	Capacité thermique massique (pression constante)	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
d	Diamètre hydraulique, diamètre	m
e	Distance, nombre d'effets d'un compresseur	m
f	Taux de fuite du système Facteur de frottement	%
g	Accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
h	Enthalpie massique Coefficient d'échange convectif	$J.kg^{-1}$ $W.m^{-2}.K^{-1}$
Δh_{LV}	Chaleur latente de vaporisation	$kJ.kg^{-1}$
m	Masse	kg
n	Rapport thermométrique de compression	
q	Quantité de chaleur massique	$J.kg^{-1}$
r	Taux de récupération de fluide Rendement de co- ou tri-génération	%
s	Entropie massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
t	Temps	s
u	Énergie interne massique	$J.K^{-1}$
v	Volume massique Vitesse	$m^3.kg^{-1}$ $m.s^{-1}$
w	Énergie mécanique massique	$J.kg^{-1}$
x	Titre massique Titre molaire en phase liquide	$kg.kg^{-1}$ $mol.mol^{-1}$
y	Taux de liquéfaction Titre molaire en phase vapeur	 $mol.mol^{-1}$
α	Taux de vide	
δ	Variation élémentaire	
Δ	Variation, différence	
Δ_i	Variation d'origine interne	
ε	Rugosité absolue	mm
ϕ	Densité de flux thermique	$W.m^{-2}$
Φ	Nombre de phases dans un système thermodynamique	
γ	Rapport c_p/c_v	
Γ	Glissement de vitesse (phase liquide/phase vapeur)	
λ	Coefficient de conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

Symbole	Grandeur	Unité
Λ	Coefficient de perte de charge linéique	
η	Rendement Efficacité d'ailettes	
μ	Viscosité dynamique du fluide	Pa.s
μ_0	Perméabilité du vide	$H.m^{-1}$
ν	Viscosité cinématique du fluide	$m^2.s^{-1}$
θ	Température Facteur de Carnot	°C
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
τ	Taux de compression Titre en vapeur	
ω	Vitesse angulaire	$rad.s^{-1}$
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	
Indices		
0	Référence ou saturation ou évaporation	
a	Air	
c	Critique ou compresseur ou condenseur ou cinétique	
C	Carnot	
cond	Condensation	
CP	Compresseur	
dés ou désurch	Désurchauffe	
e, 1	Entrée	
ev	Évaporateur	
ex	Exégétique	
ext	Extérieure	
f	Final	
fl	Fluide	
g	Global	
h	Haute	
i	Initial	
int	Intermédiaire ou interne	
is	Isentropique	
JT	Joule-Thomson	
k	Condensation	
l, L	Liquide	
le/lc	Liquide dans l'évaporateur/le condenseur	

Indices		
m	Massique	
m ou moy	Moyen	
max	Maximal	
mel	Mélange	
min	Minimum	
mol	Molaire	
net	Net	
p	Potentielle	
paroi	Paroi	
opt	Optimale	
PAC	Pompe à chaleur	
ref	Refoulement	
rej	Rejet thermique	
s, 2	Sortie	
sat	Saturation	
sc	Source chaude	
sf	Source froide	
sous-ref ou sref	Sous-refroidissement	
surch	Surchauffe	
t	Turbine	
u	Utilisateur	
ut	Utilisé	
v ou '	Vapeur	
ve/*vc*	Vapeur dans l'évaporateur/le condenseur	
Exposants		
3T	Tritherme	
ad	Adiabatique	
c	Courroie	
GP	Gaz parfait	
iso	Isotherme	
m	Massique ou moteur	
sat	Saturation	
Nombres adimensionnels		
Fr	Nombre de Froude	
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	Nombre de Prandtl	
Re	Nombre de Reynolds	

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

Abréviations		
BP	Basse pression	
CFC	Chloro-fluoro carbones	
COA	Coefficient d'amplification (PAC)	
COP	Coefficient de performance	
DESP	Directive des équipements sous pression	
EER	*Energy Efficiency Ratio* (PAC réversible)	
EPDM	Éthylène-propylène diène	
ERP	Établissements recevant du public	
GES	Gaz à effet de serre	
GWP	*Global Warming Impact*	kg eq. CO_2.kg^{-1}
HCFC	Hydro-chloro-fluoro carbones	
HFC	Hydro-fluoro carbones	
HFO	Hydro-fluoro-oléfine	
HP	Haute pression	
LII	Limite inférieure d'inflammabilité	%
LSI	Limite supérieure d'inflammabilité	%
NBR	Copolymères de butadiène et de nitrile acrylique	
ODP	*Ozone Depletion Potential*	
PAC	Pompe à chaleur	
PAG	Polyalkèneglycols	
PAO	Polyalfaoléfines / Potentiel d'appauvrissement d'ozone	
POE	Polyolesters	
PRG	Potentiel de réchauffement global	kg eq. CO_2
TEWI	*Total Equivalent Warming Impact*	kg eq. CO_2

Normes et organismes	
AFCE	Alliance froid climatisation environnement
AIE	Agence internationale de l'énergie
ASERCOM	Association européenne des constructeurs de compresseurs et de régulation frigorifique
ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air conditioning Engineers
CDIAC	Carbon Dioxyd Information Analysis Center
IIF	Institut international du froid
IPCC – GIEC	International Panel on Climate Change – Groupe d'experts Intergouvernementaux sur l'Évolution du Climat
UE	Union européenne

A

Production du froid

1 • THERMODYNAMIQUE ET TRANSFERTS THERMIQUES

1.1 Rappels de thermodynamique

1.1.1 Système thermodynamique et état thermodynamique

Un système thermodynamique est dit *isolé* s'il n'échange ni matière ni énergie avec son environnement. Il est dit *fermé* s'il n'échange pas de matière avec son environnement et *ouvert* dans le cas contraire.

L'état thermodynamique est déterminé par un ensemble de valeurs de grandeurs thermodynamiques. On distingue les grandeurs thermodynamiques *intensives* dont la valeur est indépendante de l'échelle du système thermodynamique (température, pression, composition, etc.) et les grandeurs *extensives* dont la valeur dépend de l'échelle du système (masse, volume, énergie, entropie, etc.). La variance du système (nombre de variables intensives dont dépend l'état intensif du système) est, d'après la règle de phase de Gibbs, égale à $C + 2 - \Phi$ où C est le nombre de constituants indépendants et Φ le nombre de phases du système. Pour définir l'état extensif du système, il faut de plus préciser les valeurs d'une variable extensive pour chacune des phases.

1.1.2 Premier principe

Le premier principe (qui est un postulat) exprime la conservation de l'énergie sous toutes ses formes au cours d'une transformation thermodynamique. Il a été énoncé pour un système fermé cyclique.

■ Système fermé cyclique

Au cours d'un cycle, pour un système fermé qui n'échange d'énergie avec son environnement que sous forme de chaleur et d'énergie mécanique, on a :

$$\oint \delta Q + \oint \delta W = 0$$

■ Évolution d'un système fermé et fonctions d'état

Pour un système fermé qui n'échange d'énergie avec son environnement que sous forme de chaleur et d'énergie mécanique, on a, pour une transformation quelconque :

$$\mathrm{d}E = \delta Q + \delta W$$

où E est l'énergie totale. On démontre que $\mathrm{d}E$ est une différentielle totale qui ne dépend que de l'état initial et de l'état final sans dépendre du chemin suivi et donc E est une fonction d'état. Ni le travail des forces extérieures de pression ($\delta W = -P\mathrm{d}V$, où V est le volume total du système et P la pression extérieure) ni la chaleur (δQ) échangés par le système avec son environnement ne sont des différentielles totales mais leur somme en est une. Le travail et la chaleur ne sont pas des fonctions d'état alors que E en est une.

■ Énergie interne et enthalpie

La fonction d'état énergie totale E peut être décomposée en trois composantes bien identifiées :

– l'énergie cinétique :

$$E_c = \frac{1}{2}\sum_i m_i v_i^2$$

– l'énergie potentielle de gravitation :

$$E_p = \sum_i m_i\, g\, z_i$$

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

où m_i est la masse du sous-système i, v_i sa vitesse et z_i l'altitude de son centre de gravité dans le champ de gravité g. Les énergies cinétique et potentielle sont des fonctions d'état ;
– l'énergie interne U, une fonction d'état définie à partir de l'énergie totale E du système en complément de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle :

$$\mathrm{d}E = \mathrm{d}U + \mathrm{d}E_c + \mathrm{d}E_p$$

L'enthalpie est une fonction d'état obtenue en ajoutant à l'énergie interne du système le produit de sa pression P par son volume V :

$$H = U + PV$$

■ Évolution d'un système ouvert entre deux états thermodynamiques

Si, au cours d'une transformation, un système thermodynamique n'échange de l'énergie avec son environnement que sous forme d'une puissance thermique et d'une puissance mécanique, on a :

$$\frac{\mathrm{d}E}{\mathrm{d}t} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_{e,s}$$

où $\dot{m}$ est le débit massique entrant (e) ou sortant (s) traversant les frontières du système ouvert. Avec la règle de signe utilisée tout ce qui entre dans le système est positif, et tout ce qui en sort est négatif. Dans ces conditions, $\dot{m}_e > 0$ et $\dot{m}_s < 0$. Un cas particulier important pour les applications est celui de l'écoulement d'un fluide en régime stationnaire au travers d'un système (un composant : compresseur, évaporateur, condenseur, etc.) ; lorsque les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle peuvent être négligées, on obtient :

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e)$$

1.1.3 Second principe

■ Énoncés de Clausius et de Lord Kelvin

L'énoncé de Clausius postule « qu'il ne peut s'effectuer, sans compensation, de passage de chaleur d'un corps froid à un corps chaud ». L'énoncé de Lord Kelvin, quant à lui, revient à postuler « qu'à l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur, il est impossible de recueillir du travail ».

■ Théorème de Carnot et rendement de Carnot

Carnot s'est intéressé aux machines idéales, c'est-à-dire réversibles, fonctionnant entre deux sources de chaleur, à deux températures constantes. Il a démontré le théorème suivant.

THÉORÈME – *Toutes les machines thermiques dithermes réversibles évoluant entre deux températures données ont le même rendement.*

Le rendement maximal η_c (appelé rendement de Carnot) d'une machine motrice ditherme réversible est donné par :

$$\eta_c = -\frac{W}{Q_{sc}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}}$$

où $-W$ et Q_{sc} sont respectivement le travail fourni par la machine et la chaleur fournie par la source chaude et où T_{sc} (resp. T_{sf}) est la température de la source chaude (resp. source froide). Pour un réfrigérateur utilisant un cycle inverse, l'efficacité (appelée COP pour coefficient de performance) du cycle idéal de Carnot est égale à :

$$\mathrm{COP}_c = \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}}$$

Remarque

Le COP n'est pas un rendement et il est très généralement supérieur à 1 alors que pour un cycle moteur, le rendement de Carnot est toujours inférieur à 1.

■ Inégalité de Clausius et entropie

Pour un système fermé décrivant un cycle, on a toujours l'inégalité de Clausius :

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leqslant 0$$

L'inégalité stricte vaut si le cycle est irréversible, et l'égalité s'applique aux cycles réversibles. En appliquant l'inégalité de Clausius, on trouve que, pour une transformation réversible, la variation de la grandeur $\frac{\delta Q}{T}$ est indépendante du chemin suivi. C'est donc la différentielle totale d'une grandeur d'état que l'on appelle l'*entropie* :

$$\mathrm{d}S = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\mathrm{rev}}$$

■ Variation, flux et production d'entropie dans les systèmes fermés

L'entropie étant une grandeur d'état, sa variation entre deux états est indépendante du chemin suivi et peut être décomposée en un flux et une production :

$$\mathrm{d}S = \mathrm{d}_e S + \mathrm{d}_i S$$

En l'absence d'échange de matière avec l'extérieur, le flux d'entropie est simplement donné par :

$$\mathrm{d}_e S = \frac{\delta Q}{T}$$

D'après l'inégalité de Clausius, pour toute transformation (réversible ou irréversible), on a :

$$\mathrm{d}S = \frac{\delta Q}{T}$$

On en déduit que la production d'entropie $\mathrm{d}_i S$ est nulle pour les systèmes réversibles et positive pour les systèmes irréversibles.

■ Bilan d'entropie dans les systèmes ouverts

Un système ouvert échangeant de la matière avec l'extérieur, il est commun de présenter les bilans en considérant les flux. On obtient ainsi :

$$\underbrace{\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t}}_{\substack{\text{variation}\\ \text{d'entropie}}} = \underbrace{\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}}_{\substack{\text{variation d'entropie}\\ \text{due aux échanges}\\ \text{de chaleur}}} + \underbrace{\sum_{e,s} (\dot{m}s)_{e,s}}_{\substack{\text{variation}\\ \text{d'entropie}\\ \text{convectée par}\\ \text{échanges de}\\ \text{masse}}} + \underbrace{P(S)}_{\substack{\text{production}\\ \text{d'entropie}\\ \text{toujours}\\ \text{positive}}}$$

où apparaissent les contributions dues aux échanges de chaleur, de masse et à la production d'entropie. Dans cette équation, l'indice i tient compte des différents niveaux de température auxquels la chaleur est échangée avec le milieu extérieur et les indices e et s tiennent compte des différents flux de matière entrant et sortant. La grandeur s est l'entropie massique. Dans le cas de l'écoulement permanent d'un fluide unique (avec $\dot{m} > 0$), l'équation se réduit à :

$$P(S) = -\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{m}(s_s - s_e) \geqslant 0$$

Si l'écoulement est réversible, $P(S)$ s'annule et on obtient :

$$\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} = \dot{m}(s_s - s_e)$$

Notons que, dans les bilans entropiques, le seul type d'énergie qui intervienne est la chaleur, aucun terme mettant en jeu du travail n'apparaît.

■ Notion d'exergie

Considérons maintenant le cas général d'un système ouvert échangeant de la chaleur avec n sources de chaleur. Il est possible de combiner les équations bilans des premier et second principes en multipliant les deux membres de l'équation du second principe par T_a, où T_a est la température du milieu ambiant environnant le système étudié (température de la source de chaleur généralement gratuite) :

$$\frac{\mathrm{d}E}{\mathrm{d}t} = \sum_i \dot{Q}_i + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s}\left(h + \frac{1}{2}\hat{V}^2 + gz\right)_{e,s}$$

$$T_a P(S) = T_a \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t} - \sum_i \frac{T_a}{T_i}\dot{Q}_i - \sum_{e,s} T_a(\dot{m}s)_{e,s} \geqslant 0$$

Après quelques manipulations algébriques, on obtient le maximum de puissance mécanique utilisable pour un cycle moteur en régime stationnaire :

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

$$\underbrace{(\dot{E}_w)_{\text{rev}}}_{\substack{\text{puissance}\\ \text{mécanique}\\ \text{utilisable}}} = -\dot{W} = \underbrace{\sum_i \theta_i \dot{Q}_i}_{\substack{\text{flux d'exergie}\\ \text{associé aux}\\ \text{transferts de}\\ \text{chaleur}}} + \underbrace{\sum_j \dot{m}_j e_{xj}}_{\substack{\text{flux d'exergie}\\ \text{associé aux}\\ \text{transferts de}\\ \text{masse}}} - \underbrace{E_{x_d}}_{\substack{\text{destruction}\\ \text{d'exergie}}}$$

où l'on a introduit :

– le facteur de Carnot $\theta_i = 1 - \dfrac{T_a}{T_i}$

– l'exergie massique de l'espèce j échangée avec l'extérieur $e_{x_j} = h_j - T_a s_j$

– l'exergie détruite E_{xd}

Plus loin, nous appliquerons le concept d'exergie au cycle inverse de réfrigération.

1.2 Cycles de production du froid à deux ou trois températures

La production du froid ne se distingue pas de la production de chaleur uniquement en termes d'échelle de température ou en terme de signe de la quantité de chaleur échangée. En effet, on ne peut pas dire que la production du froid est simplement une production de chaleur négative à basse température. La distinction principale vient de l'existence du second principe de la thermodynamique qui, selon l'énoncé de Clausius, postule « qu'il ne peut pas s'effectuer, sans compensation, un passage de chaleur d'un corps froid à un corps plus chaud » alors qu'il peut tout à fait, sans compensation, s'effectuer un passage de chaleur d'un corps chaud vers un corps moins chaud. On peut donc définir la production de froid comme la mise en œuvre d'une suite de transformations thermodynamiques permettant d'extraire de la chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante. Ces transformations sont subies par une substance active (le frigorigène), qui prélève de la chaleur à la source froide, en rejette dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation.

Autrement dit, l'étude de la production du froid prend, à cause de l'existence du second principe, une dimension thermodynamique que n'a pas nécessairement la thermique. Des considérations thermodynamiques existent, bien évidemment, également en thermique mais elles se situent dans l'aspect rendement énergétique et non pas dans l'aspect production. Par exemple, le problème de la meilleure utilisation d'une chaleur noble (généralement obtenue à haute température : combustion, nucléaire, résistance électrique, etc.) pour un usage à beaucoup plus basse température (applications industrielles ou pour l'habitat) requiert d'avoir recours au second principe. Dans le cas du froid, ce n'est pas seulement l'utilisation du froid, c'est la production du froid elle-même qui requiert d'avoir recours à la thermodynamique. Cette différence est essentielle et c'est la raison pour laquelle nous débuterons ici par l'utilisation intensive de la thermodynamique.

Dans ce chapitre, nous allons considérer, du point de vue de la thermodynamique, les différents modes de production du froid en partant du second principe et en étudiant les différentes formes de « compensation extérieure » qui existent pour produire du froid ou, ce qui revient au même, pour faire passer de la chaleur d'un corps froid (siège de la production du froid) vers un corps plus chaud (lieu du rejet thermique, généralement l'environnement). Nous allons, dans un premier temps, considérer uniquement des systèmes cycliques réversibles. Plus tard, nous introduirons les systèmes cycliques réels qui sont irréversibles.

Les cycles les plus couramment utilisés sont les cycles à compression mécanique de vapeur, idéalisés par des cycles à deux températures. Néanmoins, il existe des cycles à compression thermique de vapeur, généralement des cycles à sorption (absorption liquide ou adsorption) idéalisés par des cycles à trois températures (cycles trithermes) qui seront également introduits dans le chapitre 9.

Avant d'aller plus loin dans ce chapitre, il est important de préciser la règle de signe qui sera utilisée tout au long de l'ouvrage.

RÈGLE (DITE DU BANQUIER) – *On compte positivement toute grandeur entrant dans le système et négativement toute grandeur sortant du système.*

Cette règle concerne non seulement les flux de chaleur et d'énergie mais également les débits massiques.

1.2.1 Cycles échangeant travail mécanique et chaleur avec l'environnement

Pour un système fermé cyclique échangeant d'une part de la chaleur avec des sources extérieures de chaleur et d'autre part du travail mécanique, rappelons que les deux premiers principes de la thermodynamique s'écrivent :

$$\begin{cases} \oint \delta Q + \oint \delta W = 0 & [a] \\ \oint \dfrac{\delta Q}{T} \leqslant 0 & [b] \end{cases} \qquad (1.1)$$

où l'équation (1.1a) rend compte de la conservation globale de l'énergie au cours de la transformation et l'équation (1.1b) est l'inégalité de Clausius qui rend compte du second principe.
Si le cycle échange de la chaleur avec n sources de chaleur et que chaque source de chaleur est à une température constante T_i, le système d'équations (1.1) devient :

$$\begin{cases} \sum_i Q_i + W = 0 & [a] \\ \sum_i \dfrac{Q_i}{T_i} \leqslant 0 & \\ \Longleftrightarrow \sum_i \dfrac{Q_i}{T_i} = -\Delta_i S \quad \Delta_i S \geqslant 0 & [b] \end{cases} \qquad (1.2)$$

où les Q_i représentent les chaleurs échangées avec chaque source i de chaleur au cours d'un cycle ; W représente le travail échangé avec l'extérieur au cours d'un cycle et $\Delta_i S$ représente la production d'entropie au cours d'un cycle qui, d'après l'inégalité de Clausius, ne peut être que positive.
Un cas particulier est celui des systèmes cycliques purement thermiques. Dans ce cas, le terme W dans l'équation (1.2a) s'annule et l'on obtient :

$$\begin{cases} \sum_i Q_i = 0 \quad W = 0 & [a] \\ \sum_i \dfrac{Q_i}{T_i} = -\Delta_i S \quad \Delta_i S \geqslant 0 & [b] \end{cases} \qquad (1.3)$$

Les systèmes d'équations (1.2) et (1.3) sont les systèmes d'équations qui seront utilisés dans la suite de ce livre suivant que les cycles étudiés échangent de la chaleur et du travail ou uniquement de la chaleur avec l'environnement.

1.2.2 Cycles à deux sources de chaleur

■ Systèmes évoluant entre deux sources de chaleur sans échange de travail mécanique

Pour bien illustrer la différence entre production de chaleur et production du froid, nous allons d'abord considérer le cas d'un système thermodynamique qui n'échange que de la chaleur entre deux sources de chaleur, chaque source étant à une température constante. Dans ce système, la « compensation extérieure » mentionnée dans le second principe est nulle, on obtient :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q_{sf} = 0 & [a] \\ \dfrac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \dfrac{Q_{sf}}{T_{sf}} = -\Delta_i S \leqslant 0 & [b] \end{cases} \qquad (1.4)$$

où l'indice « *sc* » réfère à la source chaude et l'indice « *sf* » réfère à la source froide et donc $T_{sc} > T_{sf}$.
On élimine Q_{sf} pour obtenir :

$$Q_{sc}\left(\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{sf}}\right) = -\Delta_i S \leqslant 0 \qquad (1.5)$$

dans la mesure où $T_{sc} > T_{sf}$, l'inégalité (1.5) conduit à $Q_{sc} > 0$ et donc $Q_{sf} < 0$. Il y a donc rejet de chaleur à la source froide et non pas production de froid. On peut « sans compensation extérieure », effectuer le passage de chaleur (Q_{sc}) d'un corps chaud vers un corps moins chaud mais on ne peut pas produire de froid à partir d'une machine cyclique fonctionnant entre deux sources de chaleur s'il n'y a pas de « compensation extérieure ». Cette compensation extérieure peut prendre la forme d'un travail mécanique, ou d'une autre source d'énergie.

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

■ Cycles à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique

Si l'on considère maintenant une machine cyclique échangeant non seulement de la chaleur avec deux sources extérieures de chaleur mais également du travail avec l'extérieur, on peut produire du froid. Les équations s'écrivent en effet sous la forme suivante :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q_{sf} + W = 0 & [a] \\ \dfrac{Q_{sc}}{T_{sf}} + \dfrac{Q_{sf}}{T_{sc}} + \Delta_i S = 0 & [b] \end{cases} \qquad (1.6)$$

Éliminer $Q_{sc} = -(Q_{sf} + W)$ dans (1.6b) conduit à :

$$-\frac{Q_{sf} + W}{T_{sc}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \qquad (1.7)$$

$$\overbrace{Q_{sf}}^{+}\overbrace{\left(\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{sc}}\right)}^{+} = \underbrace{\frac{W}{T_{sc}}\overbrace{-\Delta_i S}^{-}}_{+} \qquad (1.8)$$

D'après les signes connus (accolades supérieures) des différentes contributions dans l'équation (1.8) :

- $Q_{sf} > 0$ car on produit du froid
- $\dfrac{1}{T_{sf}} - \dfrac{1}{T_{sc}} > 0$ car $T_{sc} > T_{sf}$
- et $\Delta_i S > 0$ d'après l'inégalité de Clausius

on voit qu'il faut impérativement que W soit positif pour pouvoir produire du froid. Cette condition nécessaire n'est pas suffisante, il faut de plus que :

$$W - T_{sc}\Delta_i S > 0 \qquad (1.9)$$

Pour caractériser, d'un point de vue thermodynamique, un système de production du froid, on définit un coefficient de performance (COP) donné par le rapport entre la quantité de froid produite (ou de chaleur, $Q_{sf} > 0$, prélevée à la source froide) et l'énergie mécanique, $W > 0$, fournie au système.
Le COP du cycle ditherme s'obtient alors en utilisant l'équation (1.8) :

$$\mathrm{COP} = \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} - \frac{T_{sc}\Delta_i S}{W\left(\dfrac{T_{sc}}{T_{sf}} - 1\right)} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}}\left(1 - \frac{T_{sc}\Delta_i S}{W}\right) \qquad (1.10)$$

Cet indicateur COP n'est pas un rendement, il peut notamment être supérieur à 1. Pour passer à un rendement, il faut comparer le COP obtenu avec le cycle réel et donné par l'équation (1.10) au COP idéal d'un cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures de sources extérieures.

■ Cycle de Carnot de réfrigération à deux sources de chaleur

Un cycle de Carnot est constitué de deux évolutions isothermes réversibles et de deux évolutions adiabatiques également réversibles. Ce cycle peut être décrit dans un diagramme entropique dont les axes de coordonnées sont l'entropie et la température (figure 1.1).

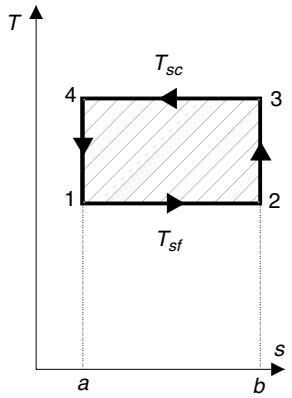

Figure 1.1 – Cycle de Carnot de production du froid dans un diagramme entropique.

Une réalisation possible d'un cycle de Carnot serait un compresseur à pistons contenant un gaz. Ce compresseur n'échangerait pas de matière avec l'extérieur et serait donc un sys-

tème thermodynamique fermé. La succession des quatre transformations s'effectuerait comme suit :
– une détente isotherme réversible 1 → 2 ;
– une compression adiabatique réversible 2 → 3 ;
– une compression isotherme réversible 3 → 4 ;
– une détente adiabatique réversible 4 → 1.

Appliquer les premier et second principes à ce système fermé décrivant ce cycle réversible conduit aux équations (1.11) et (1.12) :

$$W + Q_{sf} + Q_{sc} = 0 \qquad (1.11)$$

$$\frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} = 0 \qquad (1.12)$$

On retrouve le système d'équations (1.6), dans lequel $\Delta_i S = 0$.
Au cours de chacune des phases d'apport de chaleur au fluide (1-2) ou d'extraction de chaleur du fluide (3-4), les quantités de chaleur échangées par une masse unitaire de fluide sont données, dans le diagramme entropique, par les aires 1-2-b-a-1 (apport) et 3-4-a-b-3 (extraction).
Pour le cycle de Carnot, le COP s'obtient à partir des équations (1.11) et (1.12) et il est égal à :

$$\boxed{\mathrm{COP}_c = \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}}} \qquad (1.13)$$

Remarque

L'équation (1.13) montre que le COP d'un cycle ditherme de Carnot ne dépend que des deux températures de sources. Il ne tient pas compte des transformations thermodynamiques utilisées, ni de la substance active et du matériel mis en œuvre.

Devant les difficultés à réaliser un cycle de Carnot, le cycle idéal à compression de vapeur peut être décomposé en cinq étapes illustrées dans un diagramme entropique (figure 1.3) :

– 1-2 : compression adiabatique réversible (isentropique) fournie par une compression mécanique ;
– 2-2′ : désurchauffe isobare des vapeurs ;
– 2′-3 : condensation isotherme ;
– 3-4 : détente du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage (adiabatique et sans échange de travail mécanique) ;
– 4-1 : évaporation isotherme.

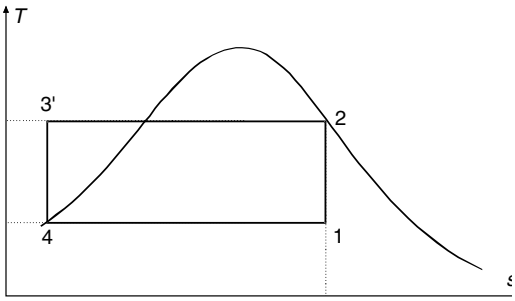

Figure 1.2 – Cycle de Carnot à compression de vapeur avec changement de phase et sous-refroidissement du liquide à pression variable et température constante.

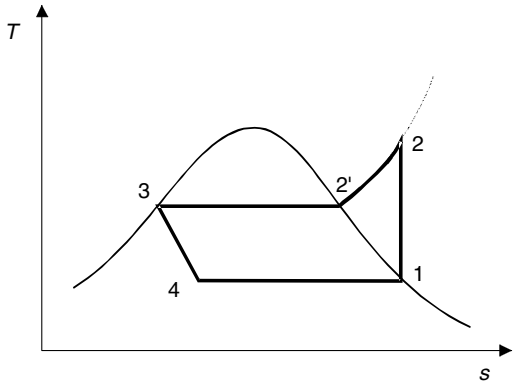

Figure 1.3 – Cycle idéal de réfrigération à compression de vapeur dans un diagramme (T, s) avec détente isenthalpique [3-4] dans une vanne de laminage.

Ce cycle s'écarte du cycle de Carnot à deux températures sur deux points :

– la désurchauffe 2-2′ n'est pas une transformation isotherme ;
– la détente du liquide frigorigène au travers de la vanne de laminage est adiabatique mais irréversible, c'est donc une transformation isenthalpique et non pas isentropique.

Ces deux points ont des conséquences sur les performances du cycle qui seront analysées en détail plus loin. Retenons simplement pour l'instant qu'un tel cycle a une production interne d'entropie strictement positive.

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.

Récemment, un nouveau cycle de Carnot consistant en une compression isotherme et deux détentes, l'une isotherme et l'autre adiabatique, a été proposé et sera présenté au § 2.3.

■ Rendement d'un cycle à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique

Revenant au cas du cycle à deux sources de chaleur avec échange de travail avec l'extérieur, on a déjà constaté que dans l'équation (1.10), le cas $\Delta_i S = 0$ correspond au cycle de Carnot. Il est toujours important de situer la performance d'un cycle réel par rapport à celle du cycle idéal de Carnot correspondant aux mêmes niveaux de températures. Notant COP_c le COP du cycle de Carnot, et COP celui du cycle réel, on obtient :

$$\left\{\begin{array}{rcl} \mathrm{COP}_c & = & \dfrac{T_{sf}}{T_{sc}-T_{sf}} \\ \mathrm{COP} & = & \dfrac{Q_{sf}}{W} = \mathrm{COP}_c - \dfrac{T_{sc}\Delta_i S}{W\left(\dfrac{T_{sc}}{T_{sf}}-1\right)} \\ \eta & = & \dfrac{\mathrm{COP}}{\mathrm{COP}_c} = 1 - N_s \\ N_s & = & \dfrac{T_{sc}\Delta_i S}{W} \end{array}\right. \tag{1.14}$$

Dans le système d'équations (1.14), nous avons introduit le nombre de production d'entropie N_s et le rendement thermodynamique η. Le nombre de production d'entropie est une grandeur intéressante dans la mesure où il représente une mesure directe de la détérioration du COP d'un cycle réel par rapport au cycle ditherme de Carnot. Ce terme de dégradation due aux irréversibilités, tient compte de la substance active, des transformations thermodynamiques et du matériel spécifique mis en oeuvre. Il permet également d'effectuer la liaison entre une production d'entropie $\Delta_i S$ qui peut paraître très abstraite et une détérioration de performance qui, elle, est très concrète. Le rendement thermodynamique est l'indice de référence d'un point de vue thermodynamique. Un COP élevé peut cacher un faible rendement thermodynamique et vice versa, un COP faible peut résulter d'un bon rendement thermodynamique.

Exemples

Considérons d'abord un groupe de production de froid industriel fonctionnant entre −40 °C (233 K) et +40 °C (313 K). COP = 0,9 correspond à un rendement thermodynamique $\eta = 0{,}31$ car $\mathrm{COP}_c = 2{,}91$. Considérons ensuite un groupe de climatisation fonctionnant en hiver entre +3 °C (276 K) et +20 °C (293 K). COP = 4 correspond maintenant à un rendement thermodynamique $\eta = 0{,}25$ car $\mathrm{COP}_c = 16{,}23$.

D'après ces deux exemples, on voit que le meilleur rendement correspond au COP le plus faible. Il faut toujours être très vigilant lorsque l'on compare des systèmes frigorifiques : il faut soit considérer des systèmes fonctionnant dans les mêmes conditions soit comparer les performances sur la base du rendement thermodynamique.

L'évaluation détaillée du nombre de production d'entropie dans le cas d'un cycle à compression de vapeur sera présentée plus loin.

1.2.3 Cycles à trois sources de chaleur

Nous venons de voir que l'introduction de travail mécanique dans un cycle à deux sources de chaleur permettait d'effectuer la « compensation extérieure » nécessaire pour satisfaire le second principe. Ce n'est pas le seul moyen, et nous allons voir maintenant que l'introduction d'une troisième source de chaleur permet également d'effectuer cette « compensation extérieure » nécessaire pour satisfaire le second principe. Nous allons donc considérer un cycle à trois sources de chaleur sans échange de travail mécanique avec l'extérieur. Dans la pratique, de tels cycles correspondent, par exemple, à ceux de systèmes à absorption liquide.

■ Cycles à trois sources de chaleur sans échange de travail mécanique

Le système d'équations (1.3) peut s'écrire :

$$\left\{\begin{array}{ll} Q_{sc} + Q_{\mathrm{int}} + Q_{sf} = 0 & [a] \\ \dfrac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \dfrac{Q_{\mathrm{int}}}{T_{\mathrm{int}}} + \dfrac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 & [b] \end{array}\right. \tag{1.15}$$

où T_{int} est la température intermédiaire entre la source chaude et la source froide :

$$T_{sc} > T_{\text{int}} > T_{sf} \tag{1.16}$$

La seule condition que nous imposions est maintenant que la source froide soit le siège d'une production de froid (Q_{sf} doit être positif). Pour l'instant, nous n'imposons aucune condition quant au signe de Q_{int} ni de Q_{sc}.
L'élimination de $Q_{\text{int}} = -(Q_{sc} + Q_{sf})$ dans l'équation (1.15b) conduit à :

$$\frac{Q_{sc}}{T_{sc}} - \frac{Q_{sc} + Q_{sf}}{T_{\text{int}}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \tag{1.17}$$

$$\underbrace{Q_{sc}}_{?}\overbrace{\left(\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}\right)}^{-} + \overbrace{Q_{sf}}^{+}\overbrace{\left(\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}\right)}^{+} + \overbrace{\Delta_i S}^{+} = 0 \tag{1.18}$$

Dans l'équation (1.18), tous les signes sont connus (accolades supérieures) sauf le signe de Q_{sc} (accolade inférieure). On voit que, pour que l'équation puisse être satisfaite, Q_{sc} doit impérativement être positif. Comme Q_{sf} est également positif, cela entraîne que $Q_{\text{int}} = -(Q_{sc} + Q_{sf})$ doit être négatif. Les flux de chaleur dans un réfrigérateur thermique à trois températures sont représentés figure 1.4.
Le COP d'un tel système s'obtient facilement à partir de l'équation (1.18) en passant par l'étape intermédiaire suivante :

$$Q_{sf} = Q_{sc}\frac{\dfrac{1}{T_{\text{int}}} - \dfrac{1}{T_{sc}}}{\dfrac{1}{T_{sf}} - \dfrac{1}{T_{\text{int}}}} - \frac{\Delta_i S}{\dfrac{1}{T_{sf}} - \dfrac{1}{T_{\text{int}}}} \tag{1.19}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{sf}}{Q_{sc}} = \frac{1 - \dfrac{T_{\text{int}}}{T_{sc}}}{\dfrac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1} - \frac{T_{\text{int}}\Delta_i S}{\left(\dfrac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1\right) Q_{sc}} \tag{1.20}$$

Le résultat le plus important est qu'il est possible de produire du froid sans utiliser d'énergie mécanique à condition d'utiliser un cycle tritherme.
Comme pour le cycle à deux températures, nous allons introduire le cycle de Carnot à trois températures.

■ Cycle de Carnot tritherme de production de froid

On appelle cycle de Carnot tritherme de production du froid, un cycle réversible échangeant de la chaleur de façon réversible avec trois sources extérieures de chaleur. Un tel cycle est un cas particulier de cycle tritherme dans lequel $\Delta_i S = 0$. À ce stade, nous ne posons pas la question de savoir comment un cycle de Carnot tritherme peut être réalisé. Le résultat qui nous intéresse est de connaître le COP de Carnot d'un cycle tritherme dans la mesure où le COP d'un cycle tritherme sera nécessairement inférieur à celui d'un cycle tritherme de Carnot. Le COP du cycle tritherme de Carnot s'obtient à partir de l'équation (1.20) dans laquelle $\Delta_i S = 0$, ce qui conduit à :

$$\text{COP}_c^{3T} = \frac{Q_{sf}}{Q_{sc}} = \frac{1 - \dfrac{T_{\text{int}}}{T_{sc}}}{\dfrac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1} \tag{1.21}$$

où la notation COP_c^{3T} est utilisée pour symboliser le cycle tritherme de Carnot. Remarquons que, comme dans le cas du cycle ditherme, le COP est indépendant du procédé et ne dépend que des niveaux de température. Remarquons également qu'un tel cycle ne met aucune énergie mécanique en jeu.
Mais un cycle tritherme de Carnot peut également être considéré comme un cycle résultant du couplage de deux cycles de Carnot dithermes : le premier est un cycle moteur qui produit de l'énergie mécanique, le second est un cycle inverse qui utilise l'énergie mécanique produite dans l'autre cycle pour produire du froid. C'est ce système que nous allons analyser. Considérons donc un système thermodyna-

© Dunod. La photocopie non autorisée est un délit.