Francis Meunier
Paul Rivet
Marie-France Terrier

La Rpf

PRODUCTION DE FROID

Froid industriel, commercial, domestique et conditionnement d'air

DUNOD

Photographie de couverture : © Calek – Fotolia.com

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).



© Dunod, 2015
5 rue Laromiguière 75005 Paris
www.dunod.com
ISBN 978-2-10-074091-8

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 18

2 • Cycles thermodynamiques de production du froid 35
- 2.1 Cycle de Carnot 35
- 2.2 Cycle de référence sous-critique à compression mécanique de vapeur 37
- 2.3 Cycles transcritiques à compression mécanique de vapeur 38
- 2.4 Cycles à compression mécanique de gaz 45
- 2.5 Cycle à compression thermique de vapeurs 49
- 2.6 Le froid magnétique 49
- 2.7 L'effet Peltier 51

3 • Fluides frigorigènes 53
- 3.1 Nomenclature des fluides frigorigènes 53
- 3.2 Rappel historique 56
- 3.3 Fluides frigorigènes et environnement 56
- 3.4 Normes, directives et réglementations 60
- 3.5 Mélanges de fluides frigorigènes 64
- 3.6 La filière des composés fluorés saturés (HFC) et insaturés (HFO) 68
- 3.7 Les fluides naturels inorganiques 75

© Dunod. Toute reproduction non autorisée est un délit.

3.8 Les fluides naturels organiques : les hydeocarbures 80
3.9 Nouvelles tendances pour les fluides frigorigènes 84

4 • Machine frigorifique mono-étagée, à compression mécanique de vapeur 89

4.1 Description du cycle sous-critique de référence : machine mono-étagée parfaite 89
4.2 Machine réelle sous-critique à compression de vapeur 98
4.3 Cycle à compression sous-critique isotherme avec échangeur liquide-vapeur 107
4.4 Cycles transcritiques 110
4.5 Conclusion 122

5 • Compresseurs à pistons 125

5.1 Principe de fonctionnement 125
5.2 Compresseur à pistons parfait sans volume mort 126
5.3 Compresseur à pistons parfait avec espace mort 129
5.4 Évolutions du rendement volumétrique d'un compresseur parfait 132
5.5 Analyse énergétique d'un compresseur parfait 134
5.6 Évolutions de la PME d'un compresseur parfait 135
5.7 Compresseur réel à pistons 138
5.8 Conclusion 145

6 • Rendements d'un compresseur 147

6.1 Bilan énergétique d'un compresseur 147
6.2 Rendements d'un compresseur 149
6.3 Étude des variations du rendement volumétrique 157
6.4 Étude des variations du rendement indiqué 162
6.5 Étude des rendements mécanique et effectif 163
6.6 Estimation de la température réelle des vapeurs au refoulement d'un compresseur 164

7 • Cycles bi-étagés 167

7.1 Systèmes bi-etagés avec deux compresseurs 169
7.2 Systèmes avec un compresseur bi-étagé 182
7.3 Autres types de circuits bi-étagés 189
7.4 Cycles en cascade 191
7.5 Cas particulier des cascades au CO_2 197
7.6 Conclusion 197

8 • Dimensionnement d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur 199

8.1 Établissement du régime interne 200
8.2 Détermination des composants d'une machine frigorifique 209
8.3 Détermination du coefficient de performance 225
8.4 Tendances 227

9 • Compression thermique de vapeur : le froid à sorption 229

9.1 Absorption liquide 230
9.2 Systèmes à sorption solide 246
9.3 Principales applications 255

10 • Modélisation et simulation 259

10.1 Calcul des propriétés thermodynamiques et des cycles 260
10.2 Simulation en régime permanent d'un système frigorifique global 262
10.3 Simulation dynamique en régime transitoire d'un système frigorifique global 266
10.4 Cas particulier de la FDD (détection et diagnostic de pannes) 269

B

Technologie du froid mécanique

11 • Composants 277

11.1 Généralités sur les compresseurs 277
11.2 Compresseurs à pistons 278
11.3 Hélico-compresseurs ou compresseurs à vis 292
11.4 Compresseurs rotatifs à palettes 314
11.5 Compresseurs scroll ou spiro-orbitaux 315
11.6 Compresseurs centrifuges 320
11.7 Échangeurs de chaleur 330
11.8 Condenseurs 339
11.9 Évaporateurs 346
11.10 Autres échangeurs 350
11.11 Capacités sous pression 353
11.12 Détendeurs et systèmes de détente 360
11.13 Canalisations frigorifiques et accessoires 367
11.14 Pompes à eau et à frigoporteur 371
11.15 Refroidisseurs atmosphériques 371
11.16 Matériel de régulation 374

© Dunod. Toute reproduction non autorisée est un délit.

12 • Matériels spécifiques **379**

12.1 Matériels pour la surgélation ou la congélation 379
12.2 Machines à glace 387
12.3 Groupes de refroidissement de liquide 391

13 • Architecture des systèmes frigorifiques **393**

13.1 Distribution du froid 393
13.2 Production et distribution frigorifiques 395
13.3 Centrales frigorifiques 395
13.4 Mode d'alimentation des évaporateurs 396
13.5 Types de circuits frigorifiques 397
13.6 Systèmes de condensation 398

14 • Applications du froid **403**

14.1 Distribution alimentaire 403
14.2 Restauration collective et grandes cuisines 405
14.3 Usines agroalimentaires 405
14.4 Locaux particuliers 406
14.5 Entreposage 407
14.6 Usine de crèmes glacées 409
14.7 Laiterie et fromagerie 410
14.8 Unités de surgélation 410
14.9 Groupe de process 411
14.10 Bâtiment et construction 411
14.11 Patinoires et neige 412
14.12 Malteries, brasseries, endiveries, productions vinicoles 412
14.13 Salaisonnerie et charcuterie 413
14.14 Procédés divers de refroidissement 414
14.15 Froid dans les commerces 415
14.16 Transport 423
14.17 Conditionnement de l'air et pompes à chaleur 426
14.18 Froid domestique 428
14.19 Autres systèmes de production de froid et applications 429

15 • Dégivrage **431**

15.1 Généralités 431
15.2 Procédés de dégivrage 432
15.3 Initialisation 432
15.4 Arrêt 433
15.5 Réduction des entrées d'air 433

16 • Frigoporteurs **435**

16.1 Avantages et inconvénients des frigoporteurs 435
16.2 Les frigoporteurs monophasiques liquides 437
16.3 Frigoporteurs liquide/vapeur 439
16.4 Frigoporteurs solide/liquide 440
16.5 Accumulation de froid 446

17 • Huiles frigorifiques **449**

17.1 Nécessité et problèmes engendrés 449
17.2 Miscibilité 450
17.3 Solubilité et dissolution 451
17.4 Réintégration d'huile sur circuits de fluides halogénés, HC et CO_2 451
17.5 Équilibrage d'huile 453
17.6 Principales huiles frigorifiques 454

18 • Froid, environnement et tendances **457**

18.1 Couche d'ozone 457
18.2 Effet de serre 457
18.3 Tendances 466

Index **469**

© Dunod. Toute reproduction 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 trentaine 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 aborde les différentes applications : froid industriel, commercial et domestique ; transport frigorifique ainsi que conditionnement d'air et pompe à chaleur. 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 16 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, et surtout d'anticiper les évolutions à venir suite à la nouvelle réglementation F-gaz. Cet ouvrage est accessible à des ingénieurs ainsi qu'à des techniciens possédant le niveau BTS ou DUT en énergétique.

© Dunod. Toute reproduction non autorisée est un délit.

NOTATIONS ET ABRÉVIATIONS

Symbole	Grandeur	Unité
	Coefficient de conversion d'émission de CO_2	kg éq. 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. Toute reproduction 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	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. Toute reproduction 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	
GC	Gaz-cooler	
GES	Gaz à effet de serre	
GWP	*Global Warming Impact*	kg éq. CO_2.kg^{-1}
HCFC	Hydro-chloro-fluoro carbones	
HFC	Hydro-fluoro carbones	
HFO	Hydro-fluoro-oléfine	
HP	Haute pression	
HXI, ELV	Échangeur interne	
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 éq. CO_2.kg^{-1}
TEWI	*Total Equivalent Warming Impact*	kg éq. 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.

Attention

Le travail et la chaleur ne sont pas des fonctions d'état alors que l'énergie totale 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. Toute reproduction 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 ($\mathrm{d}_e S$) et une production ($\mathrm{d}_i S$) :

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

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_0, où T_0 est la température du milieu ambiant environnant le système étudié (température de la source de chaleur généralement gratuite) :

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

$$T_0 P(S) = T_0 \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t} - \sum_i \frac{T_0}{T_i}\dot{Q}_i - \sum_{e,s} T_0 (\dot{m}s)_{e,s} \geqslant 0$$

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

© Dunod. Toute reproduction 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 $\theta_i = 1 - \dfrac{T_0}{T_i}$

– l'exergie massique de l'espèce j échangée avec l'extérieur $e_{x_j} = h_j - T_0 s_j$

– 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 fluide 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 supposée 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. Toute reproduction 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).

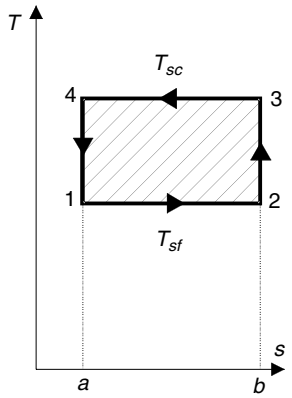


Figure 1.1 – Cycle de Carnot de production du froid dans un diagramme entropique.

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.

■ Cycle de réfrigération à compression mécanique de vapeur

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 1.2) :

– 1-2 : compression adiabatique réversible (isentropique) fournie par une compression mécanique ;
– 2-2′ : désurchauffe isobare des vapeurs ;
– 2′-3 : condensation isotherme ;

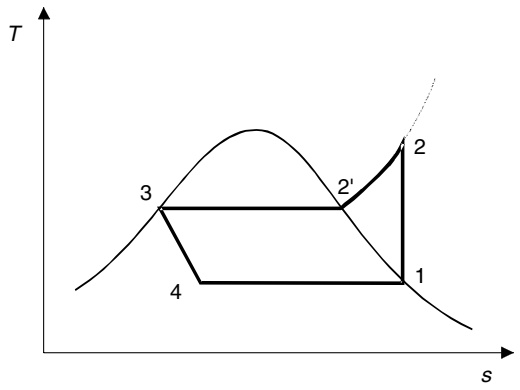


Figure 1.2 – Cycle idéal de réfrigération à compression de vapeur dans un diagramme (T, s) avec détente isenthalpique [3-4] dans une vanne de laminage.

– 3-4 : détente du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage (adiabatique et sans échange de travail mécanique) ;
– 4-1 : évaporation isotherme.

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.
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

© Dunod. Toute reproduction non autorisée est un délit.

(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 :

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

Le rendement thermodynamique (η) 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). $\mathrm{COP} = 0{,}9$ 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). $\mathrm{COP} = 4$ 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.

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 maintenant 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 :

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

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

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

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 $Q_{\mathrm{int}} = -(Q_{sc} + Q_{sf})$ dans l'équation (1.15b) conduit à :

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

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

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