

Daniel HIRIȘ
Paula UNGUREȘAN

Lavinia BADEA
Oana GIURGIU
Mugur BĂLAN

Angela PLEȘA
Raluca FELSEGHI

APLICAȚII DE TERMOTEHNICĂ



U.T.PRESS
Cluj-Napoca, 2024
ISBN 978-606-737-735-4

**Paul Daniel HIRIȘ
Lavinia Gabriela BADEA
Mugur Ciprian BĂLAN
Raluca Andreea FELSEGHI**

**Paula Veronica UNGUREȘAN
Oana GIURGIU
Angela PLEȘA**

APLICAȚII DE TERMOTEHNICĂ



**U.T.PRESS
Cluj - Napoca, 2024
ISBN 978-606-737-735-4**



Editura UTPRESS
Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Recenzori: Conf.dr.ing. Mircea Mreneș
Conf.dr.ing. Florin Bode

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2024 Editura U.T.PRESS
Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-735-4

PREFAȚĂ

Nu este suficient să știi, trebuie să și aplici. Nu este suficient să vrei, trebuie să și faci.
(Goethe)

Studiul termotehnicii poate deveni dificil în lipsa unor instrumente adecvate. Realizarea prezentului manual de aplicații de termotehnică este un deziderat de a prelungi activitatea aplicativă de la ore, fiind un suport convenabil pentru aprofundarea noțiunilor fundamentale. Disponibilitatea gratuită a cărții încurajează studenții sau pe cei interesați de universul termodinamicii să-și îmbunătățească cunoștințele în sfera tehnicii fără dificultăți de ordin material.

Manualul este structurat în 14 capitole, unde se abordează diverse tematici de interes pentru disciplina Termotehnică: temperatura, presiunea, greutatea, masa, cantitatea de substanță, densitatea și debitul, gaz perfect, aer umed, principiul I al termodinamicii, vapori, instalații frigorifice și pompe de căldură, arderea combustibililor, transfer de căldură (conducție, convecție, radiație, transfer global de căldură), schimbătoare de căldură, motoare cu ardere internă și instalații de turbine cu gaze.

Fiecare capitol este structurat în 3 părți: noțiuni teoretice, aplicații rezolvate și aplicații propuse. Partea de noțiuni teoretice nu are pretenția de a epuiza subiectul abordat sau de a substitui un curs universitar sau o lucrare de specialitate, ci este gândită ca un breviar de bază, util în rezolvarea aplicațiilor. Fiecare capitol prezintă minimum 5 aplicații rezolvate și 5 propuse.

Lucrarea a fost realizată într-un colectiv de autori, cadre didactice la disciplina Termotehnică din cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică, aparținând Facultății de Autovehicule Rutiere, Mecatronică și Mecanică a Universității Tehnice din Cluj-Napoca. Contribuția autorilor la realizarea acestei lucrări este prezentată defalcăt în continuare:

Capitolul 1 – Temperatură (L. Badea, O. Giurgiu, P. Ungureșan);

Capitolul 2 – Presiune (P. Ungureșan, L. Badea, O. Giurgiu);

Capitolul 3 – Greutate, masă, densitate și debit (D. Hiriș, L. Badea, A. Pleșa);

Capitolul 4 – Gaz perfect. Transformări ale gazului perfect (M. Bălan, A. Pleșa, D. Hiriș, L. Badea, P. Ungureșan);

Capitolul 5 – Aer umed (D. Hiriș);

Capitolul 6 – Aplicații ale principiului I al termodinamicii (M. Bălan, A. Pleșa);

Capitolul 7 – Vapori (P. Ungureșan, A. Pleșa, D. Hiriș, L. Badea);

Capitolul 8 – Instalații frigorifice și pompe de căldură (D. Hiriș, M. Bălan, O. Giurgiu);

Capitolul 9 – Procese de ardere a combustibililor (D. Hiriș, P. Ungureșan, L. Badea);

Capitolul 10 – Conducție și convecție termică (D. Hiriș, P. Ungureșan, O. Giurgiu);

Capitolul 11 – Radiație termică și schimb global de căldură (R. Felseghi, D. Hiriș, O. Giurgiu, L. Badea, P. Ungureșan);

Capitolul 12 – Schimbătoare de căldură (O. Giurgiu, D. Hiriș);

Capitolul 13 – Motoare cu ardere internă (P. Ungureșan, D. Hiriș);

Capitolul 14 – Instalații de turbine cu gaze (P. Ungureșan, D. Hiriș);

Considerăm că acest manual de aplicații va fi util studenților în pregătirea la disciplina Termotehnică, precum și inginerilor sau celor interesați de acest domeniu.

Autorii

CUPRINS

PREFAȚĂ	3
CUPRINS	4
LISTĂ DE SIMBOLURI	6
CAPITOLUL 1. TEMPERATURĂ	9
1.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	9
1.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	10
1.3 APLICAȚII PROPUSE	14
CAPITOLUL 2. PRESIUNE	16
2.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	16
2.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	17
2.3 APLICAȚII PROPUSE	27
CAPITOLUL 3. GREUTATE, MASĂ, DENSITATE ȘI DEBIT	31
3.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	31
3.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	31
3.3 APLICAȚII PROPUSE	35
CAPITOLUL 4. GAZ PERFECT. TRANSFORMĂRI ALE GAZULUI PERFECT	36
4.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	36
4.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	42
4.3 APLICAȚII PROPUSE	45
CAPITOLUL 5. AER UMED	47
5.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	47
5.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	50
5.3 APLICAȚII PROPUSE	54
CAPITOLUL 6. APLICAȚII ALE PRINCIPIULUI I AL TERMODINAMICII	55
6.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	55
6.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	55
6.3 APLICAȚII PROPUSE	58
CAPITOLUL 7. VAPORI	60
7.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	60
7.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	64
7.3 APLICAȚII PROPUSE	68
CAPITOLUL 8. INSTALAȚII FRIGORIFICE ȘI POMPE DE CĂLDURĂ	69
8.1 NOȚIUNI TEORETICE.....	69
8.2 APLICAȚII REZOLVATE.....	70
8.3 APLICAȚII PROPUSE	79
CAPITOLUL 9. PROCESE DE ARDERE A COMBUSTIBILILOR	80

9.1	NOȚIUNI TEORETICE.....	80
9.2	APLICAȚII REZOLVATE.....	83
9.3	APLICAȚII PROPUSE	91
CAPITOLUL 10. CONDUȚIE ȘI CONVECȚIE TERMICĂ		93
10.1	NOȚIUNI TEORETICE.....	93
10.2	APLICAȚII REZOLVATE.....	97
10.3	APLICAȚII PROPUSE	100
CAPITOLUL 11. RADIAȚIE TERMICĂ ȘI SCHIMB GLOBAL DE CĂLDURĂ		102
11.1	NOȚIUNI TEORETICE.....	102
11.2	APLICAȚII REZOLVATE.....	105
11.3	APLICAȚII PROPUSE	111
CAPITOLUL 12. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ.....		113
12.1	NOȚIUNI TEORETICE.....	113
12.2	APLICAȚII REZOLVATE.....	115
12.3	APLICAȚII PROPUSE	121
CAPITOLUL 13. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ		123
13.1	NOȚIUNI TEORETICE.....	123
13.2	APLICAȚII REZOLVATE.....	128
13.3	APLICAȚII PROPUSE	134
CAPITOLUL 14. INSTALAȚII DE TURBINE CU GAZE		136
14.1	NOȚIUNI TEORETICE.....	136
14.2	APLICAȚII REZOLVATE.....	138
14.3	APLICAȚII PROPUSE	143
BIBLIOGRAFIE		145

LISTĂ DE SIMBOLURI

Simbol	Denumire	Unitate de măsură
L	Lungime	m
l	Lățime	m
h	Înălțime (adâncime)	m
S	Suprafață	m ²
V	Volum	m ³
v	Volum specific	m ³ /kg
m	Masă	kg
τ	Timp	s
F	Forță	N
g	Accelerația gravitațională	m/s ²
ρ	Densitatea	kg/m ³
T	Temperatura absolută	K, °R
t	Temperatura pe scările empirice	°C, °F
T _N , t _N	Temperatura în condițiile stării normale	°C, °F, K, °R
ΔT , Δt	Diferență de temperatură	°C, °F, K, °R
p	Presiunea	N/m ² (Pa)
p _N	Presiunea în condițiile stării normale	N/m ² (Pa)
p _a	Presiune absolută	N/m ² (Pa)
p _b	Presiune barometrică	N/m ² (Pa)
p _r	Presiune relativă	N/m ² (Pa)
p _s	Presiune manometrică (suprapresiune)	N/m ² (Pa)
p _v	Presiune vacuumetrică (depresiune)	N/m ² (Pa)
p _{tot}	Presiune totală	N/m ² (Pa)
p _{st}	Presiune statică	N/m ² (Pa)
p _{din}	Presiune dinamică	N/m ² (Pa)
G	Greutatea	N
$\dot{m}$	Debit masic	kg/s
$\dot{V}$	Debit volumic	m ³ /s
w	Viteză	m/s
d	Diametru (secțiune circulară)	m
r	Rază (secțiune circulară)	m
c _p	Căldura specifică masică la presiune constantă	J/kgK
c _v	Căldura specifică masică la volum constant	J/kgK
δ	Grosime	m
R	Constanta de gaz perfect pentru un anumit gaz	J/kgK
R _M	Constanta molară universală a gazului perfect (R _M = 8314 J/kmolK)	J/kmolK

LISTĂ DE SIMBOLURI

M	Masa molară pentru un anumit gaz	kg/kmol
Q	Căldură	J
$\dot{q}$	Flux termic unitar	W/m ²
$\dot{Q}$	Flux termic (flux de căldură)	W
L	Lucru mecanic	J
H	Entalpie	J
h	Entalpie masică	J/kg
U	Energie internă	J
u	Energie internă masică	J/kg
S	Entropie	J/K
s	Entropie masică	J/kgK
k	Indice adiabatic	-
n	Indice politropic	-
V _{MN}	Volumul unui kmol de substanță în condițiile normale fizice (V _{MN} = 22.414 m ³)	m ³
t _{uscat}	Temperatura termometrului uscat	°C
t _{umed}	Temperatura termometrului umed	°C
t _{sat}	Temperatura de saturație	°C
t _{rouă}	Temperatura punctului de rouă	°C
p _{a,um}	Presiunea aerului umed	N/m ² (Pa)
p _{a,us}	Presiunea parțială a aerului uscat	N/m ² (Pa)
p _{v,apă}	Presiunea parțială a vaporilor de apă	N/m ² (Pa)
p _{sat}	Presiunea de saturație	N/m ² (Pa)
φ	Umiditatea relativă a aerului umed	%
x	Umiditatea absolută a aerului umed	kg um./kg a.us.
m _{v,apă}	Masa vaporilor de apă	kg um.
m _{a,us}	Masa aerului uscat	kg a.us.
Q _s	Căldura sensibilă	J
Q _l	Căldura latentă	J
l	Căldura latentă specifică	J/kg
$\dot{Q}_0$	Fluxul de căldură preluat de agentul frigorific în vaporizator	kW
P _c	Puterea necesară comprimării din compresor	kW
$\dot{Q}_k$	Fluxul de căldură cedat de agentul frigorific în condensator	kW
COP	Coeficient de performanță	-
η	Randament	-
x	Titlul vaporilor	-
H _s	Putere calorică superioară	kJ/kg sau kJ/m ³ _N
H _i	Putere calorică inferioară	kJ/kg sau kJ/m ³ _N
O _{min}	Oxigenul minim necesar arderii	m ³ _N O ₂ /kg cb m ³ _N O ₂ /m ³ _N cb
L _{min}	Aerul minim necesar arderii	m ³ _N aer uscat/kg cb m ³ _N aer uscat/m ³ _N cb
λ	Coeficientul excesului de aer	-

LISTĂ DE SIMBOLURI

$V_g^{\min}$	Volumul minim de gaze de ardere	$m^3_N/kg \text{ cb}$ $m^3_N/m^3_N \text{ cb}$
V_{CO_2}	Volumul parțial al CO_2 din compoziția gazelor de ardere	$m^3_N/kg \text{ cb}$ $m^3_N/m^3_N \text{ cb}$
V_{H_2O}	Volumul parțial al H_2O din compoziția gazelor de ardere	$m^3_N/kg \text{ cb}$ $m^3_N/m^3_N \text{ cb}$
V_{SO_2}	Volumul parțial al SO_2 din compoziția gazelor de ardere	$m^3_N/kg \text{ cb}$
V_{N_2}	Volumul parțial al N_2 din compoziția gazelor de ardere	$m^3_N/kg \text{ cb}$ $m^3_N/m^3_N \text{ cb}$
V_g^t	Volumul total al gazelor de ardere	$m^3_N/kg \text{ cb}$ $m^3_N/m^3_N \text{ cb}$
R_t	Rezistența termică	m^2K/W $m \cdot K/W$
λ	Conductivitatea termică a materialului	$W/m \cdot K$
$R_{t,ech}$	Rezistența termică echivalentă	m^2K/W
$\dot{Q}_l$	Flux termic liniar	W/m
Gr	Criteriul Grashoff	-
l_c	Lungimea caracteristică	m
ν	Viscozitate cinematică	m^2/s
Ra	Criteriul Rayleigh	-
Pr	Criteriul Prandtl	-
Nu	Criteriul Nusselt	-
α	Coeficientul de convecție	W/m^2K
Re	Criteriul Reynolds	-
P_u	Perimetru udat de un fluid la trecerea printr-o secțiune	m
M_e	Puterea emisivă	W/m^2
C°	Coeficientul de radiație al corpului negru absolut ($C^\circ = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$)	$W/m^2 K^4$
ε_r	Factorul de emisie redus	-
k	Coeficientul global de transfer termic	W/m^2K
k_l	Coeficientul global longitudinal de transfer termic	W/mK
ΔT_{med}	Diferența medie logaritmică de temperatură	K
V_c	Volumul util al cilindrului unui motor/compresor sau cilindreea unitară	m^3
V_{max}	Volumul total al cilindrului	m^3
V_{min}	Volumul camerei de ardere sau a spațiului mort	m^3
S_p	Cursa pistonului	m
ε	Raportul de compresie	-
λ	Raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră	-
φ	Gradul de injecție	-
i	Numărul de cilindri	-
N_c	Numărul de cicluri efectuate într-o secundă de fiecare cilindru	-
L_i	Lucrul mecanic indicat	J
P_i	Puterea medie indicată	J
P_{mi}	Presiunea medie indicată	$N/m^2 \text{ (Pa)}$

Relațiile de conversie ale temperaturii în funcție de scara Celsius se pot deduce din Figura 1.1:

- pe scara Fahrenheit:

$$t [^{\circ}F] = t [^{\circ}C] \cdot 1.8 + 32 \quad (1.3)$$

- pe scara Kelvin:

$$T [K] = t [^{\circ}C] + 273.15 \quad (1.4)$$

- pe scara Rankine:

$$T [^{\circ}R] = t [^{\circ}C] \cdot 1.8 + 491.67 \quad (1.5)$$

Starea normală fizică este definită de temperatura $T_N = 273.15 \text{ K}$ ($t_N = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$) și presiunea $p_N = 760 \text{ mmHg} = 101325 \text{ Pa}$.

1.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Care este temperatura de fierbere a apei la presiunea fizică normală de 760 mmHg? Exprimați această valoare pe scările de temperatură empirice Celsius și Fahrenheit, dar și pe scările de temperatură absolută Kelvin și Rankine.

Rezolvare

Temperatura de fierbere a apei la presiunea fizică normală este de $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$100 \text{ }^{\circ}\text{C} = 212 \text{ }^{\circ}\text{F} = 373.15 \text{ K} = 671.67 \text{ }^{\circ}\text{R}.$$

2. Care este temperatura la care încetează mișcarea termică a moleculelor? Ce valori îi corespund pe scările Celsius și Fahrenheit?

Rezolvare

Mișcarea termică a moleculelor încetează la temperatura de zero absolut, adică 0 K sau $0 \text{ }^{\circ}\text{R}$. În Figura 1.2 este prezentată mișcarea moleculelor în funcție de temperatură.

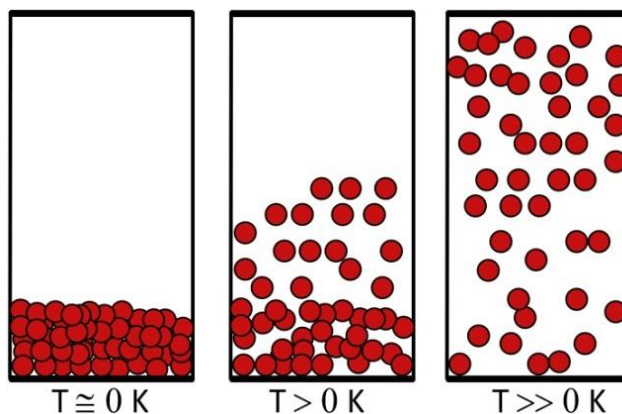


Figura 1.2 Mișcarea moleculelor în funcție de temperatură

Relațiile de conversie a temperaturilor sunt:

$$t [^{\circ}\text{C}] = T [\text{K}] - 273.15 = \frac{T [^{\circ}\text{R}] - 491.67}{1.8}$$

$$t [^{\circ}\text{F}] = T [\text{K}] \cdot 1.8 - 459.67 = T [^{\circ}\text{R}] - 459.67$$

Înlocuind în relațiile anterioare obținem:

$$0 \text{ K} = 0 \text{ }^{\circ}\text{R} = -273.15 \text{ }^{\circ}\text{C} = -459.67 \text{ }^{\circ}\text{F}.$$

3. Dacă temperatura unei substanțe crește cu o unitate pe scara Celsius, cu câte unități va crește pe scara Fahrenheit? Dar pe scara Kelvin și Rankine?

Rezolvare

Scării empirice de temperatură Celsius îi corespunde scara absolută de temperatură Kelvin, ceea ce înseamnă că variația cu o unitate pe scara Celsius va produce creșterea cu o unitate pe scara Kelvin, adică $|1^{\circ}\text{C}| = |1\text{K}|$.

Similar, scării empirice de temperatură Fahrenheit îi corespunde scara absolută de temperatură Rankine, ceea ce înseamnă că variația cu o unitate pe scara Fahrenheit va produce creșterea cu o unitate pe scara Rankine $|1^{\circ}\text{F}| = |1^{\circ}\text{R}|$.

Adică, dacă temperatura crește cu o unitate pe scara Celsius, atunci va produce creșterea cu 1.8 unități pe scara Fahrenheit. Grafic această variație este prezentată în figura 1.3, iar matematic aceasta se poate exprima astfel: $|1^{\circ}\text{C}| = |1\text{K}| = |1.8^{\circ}\text{F}| = |1.8^{\circ}\text{R}|$.

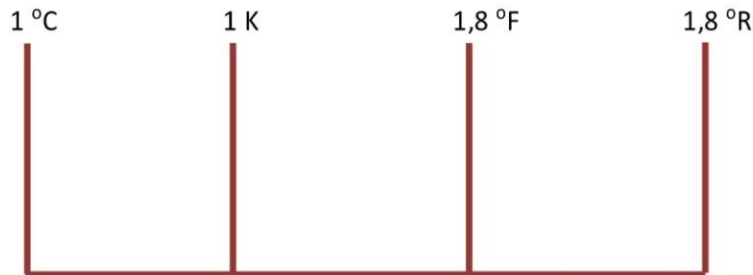


Figura 1.3 Variația temperaturii pe diferite scări de temperatură

4. Temperatura apei din boiler crește cu aproximativ 60°F în timpul unei zile de iarnă, dacă boilerul este conectat la un panou solar vidat situat în zona climatică IV a României. Cu câte grade crește temperatura pe scara Rankine? Dar dacă utilizăm scara Celsius sau Kelvin?

Rezolvare

Variația temperaturii pe scările de temperatură poate fi exprimată cu ajutorul relației: $|1^{\circ}\text{C}| = |1\text{K}| = |1.8^{\circ}\text{F}| = |1.8^{\circ}\text{R}|$, rezultând că variația temperaturii poate fi exprimată și cu relația: $|1^{\circ}\text{F}| = |1^{\circ}\text{R}| = |1/1.8^{\circ}\text{C}| = |1/1.8\text{K}|$

Grafic variația temperaturii este prezentată în Figura 1.3.



Figura 1.4 Variația temperaturii pe diferite scări de temperatură

Creșterea temperaturii poate fi exprimată astfel: $\Delta t[^{\circ}\text{F}] = \Delta T[^{\circ}\text{R}] = 60$, ceea ce înseamnă că dacă temperatura crește cu 60 de unități pe scara Fahrenheit, atunci pe scara Rankine va crește tot cu 60 de unități.

Dacă se utilizează scara Celsius sau Kelvin pentru a exprima această diferență de temperatură, atunci: $\Delta t[^{\circ}\text{C}] = \Delta T[\text{K}] = \frac{60}{1.8} = 33.3333$. Ceea ce înseamnă că dacă temperatura crește cu 60 de unități pe scara Fahrenheit, atunci pe scara Celsius și Kelvin va crește 33.3333 unități.

5. Temperatura mediului exterior este de 1°C . Ce valoare îi corespunde pe scările de temperatură empirice și absolute cunoscute?

Rezolvare

Relațiile de conversie a temperaturii de pe scara Celsius:

- pe scara Fahrenheit: $t[^{\circ}\text{F}] = t[^{\circ}\text{C}] \cdot 1.8 + 32$

- pe scara Kelvin: $T[K] = t[^\circ C] + 273.15$

- pe scara Rankine: $T[^\circ R] = t[^\circ C] \cdot 1.8 + 491.67$

Înlocuind se obține: $1\text{ }^\circ\text{C} = 33.8\text{ }^\circ\text{F} = 274.15\text{ K} = 493.47\text{ }^\circ\text{R}$.

6. Temperatura de vaporizare a amoniacului utilizat ca și agent termic într-o instalație frigorifică industrială, la presiunea de 0.7 bar este de $-40\text{ }^\circ\text{F}$. Ce valoare îi corespunde acesteia pe scara Celsius?

Rezolvare

Conversia temperaturii de pe scara Fahrenheit pe scara Celsius se realizează cu ajutorul relației: $t[^\circ\text{C}] = [t[^\circ\text{F}] - 32]/1.8$. Temperatura corespunzătoare: $-40\text{ }^\circ\text{F} = -40\text{ }^\circ\text{C}$.

7. Ce valoare absolută corespunde temperaturii de $-25\text{ }^\circ\text{C}$, reprezentând temperatura exterioară convențională de calcul termodinamic corespunzătoare zonei climatice V a României?

Rezolvare

Scara absolută de temperatură corespunzătoare scării empirice Celsius este scara Kelvin, în consecință: $T[K] = t[^\circ\text{C}] + 273.15$. Rezultă că temperatura de $-25\text{ }^\circ\text{C} = 248.15\text{ K}$.

8. Temperatura măsurată în interiorul unui frigider casnic este de $-25\text{ }^\circ\text{F}$. Ce valoare absolută îi corespunde acestei temperaturi?

Rezolvare

Scara absolută de temperatură corespunzătoare scării empirice Fahrenheit este scara Rankine, în consecință: $T[^\circ\text{R}] = t[^\circ\text{F}] + 491.67$. Rezultă că temperatura de $-25\text{ }^\circ\text{F} = 466.67\text{ }^\circ\text{R}$.

9. Într-o centrală termică murală, temperatura apei crește de la 15 la 60 $^\circ\text{C}$. Exprimați diferența de temperatură pe scăările de temperatură cunoscute.

Rezolvare

Diferența de temperatură exprimată pe cele patru scăări de temperatură cunoscute:

- pe scara Celsius: $\Delta t[^\circ\text{C}] = 60 - 15 = 45\text{ }^\circ\text{C}$
- pe scara Fahrenheit: $\Delta t[^\circ\text{F}] = (60 \cdot 1.8 + 32) - (15 \cdot 1.8 + 32) = 1.8 \cdot (60 - 15) = 81\text{ }^\circ\text{F}$
- pe scara Kelvin: $\Delta T[K] = (60 + 273.15) - (15 + 273.15) = 45\text{ K}$
- pe scara Rankine: $\Delta T[^\circ\text{R}] = (60 \cdot 1.8 + 491.67) - (15 \cdot 1.8 + 491.67) = 1.8 \cdot (60 - 15) = 81\text{ }^\circ\text{R}$.

10. Aerul necesar într-o instalație de uscare a fructelor este încălzit cu 60 $^\circ\text{C}$. Cu câte grade crește temperatura pe scara Kelvin? Dar dacă utilizăm scara Fahrenheit sau Rankine?

Rezolvare

Cunoscând că $|1\text{ }^\circ\text{C}| = |1\text{ K}| = |1.8\text{ }^\circ\text{F}| = |1.8\text{ }^\circ\text{R}|$, atunci creșterea temperaturii poate fi exprimată astfel: $\Delta t[^\circ\text{C}] = \Delta T[K] = 60$, respectiv: $\Delta t[^\circ\text{F}] = \Delta T[^\circ\text{R}] = 60 \cdot 1.8 = 108$. Ceea ce înseamnă că dacă temperatura crește cu 60 de unități pe scara Celsius, atunci pe scara Kelvin va crește tot cu 60 de unități, în schimb pe scara Fahrenheit va crește cu 108 unități, similar și pe scara Rankine.

11. În timpul unui proces de încălzire, temperatura apei crește de la 50 la 180 $^\circ\text{F}$. Exprimați diferența de temperatură pe scara Fahrenheit, Celsius, Kelvin și Rankine.

Rezolvare

Diferența de temperatură exprimată pe scăările de temperatură:

- Fahrenheit: $\Delta t[^\circ\text{F}] = 180 - 50 = 130\text{ }^\circ\text{F}$
- Celsius: $\Delta t[^\circ\text{C}] = \left(\frac{180-32}{1.8}\right) - \left(\frac{50-32}{1.8}\right) = \frac{130}{1.8} = 72.2222\text{ }^\circ\text{C}$

- Kelvin: $\Delta T [K] = \left(\frac{180-459.67}{1.8} \right) - \left(\frac{50-459.67}{1.8} \right) = \frac{130}{1.8} = 72.2222 K$
- Rankine: $\Delta T [^{\circ}R] = (180 + 459.67) - (50 + 459.67) = (180 - 50) = 130^{\circ}R$.

12. Să se calculeze valorile temperaturilor care lipsesc din tabelul alăturat pe toate cele patru scări de temperatură cunoscute.

Tabel 1.1 Temperaturi

t [°C]	T [K]	t [°F]	T [°R]
Temperatura de îngheț a apei la presiunea fizică normală			
0			
Temperatura aproximativă întâlnită în spațiul interplanetar			
	2.735		
Temperatura de vaporizare a agentului frigorific R134a la presiunea de 2.93 bar			
		0	
Temperatura la care încetează mișcarea termică a moleculelor			
			0
Temperatura medie în centrul soarelui			
		28259540.33	
Temperatura aproximativă pe suprafața soarelui			
	5800		
Temperatura medie pe Marte			
			392.67
Temperatura de fierbere a apei la presiunea fizică normală			
100			
Temperatura punctului triplu al apei la presiunea vaporilor de 0.61173 kPa			
0.01			
Temperatura punctului triplu al azotului la presiunea vaporilor de 12.6 kPa			
	63.18		

Rezolvare

Pentru a calcula valorile temperaturilor care lipsesc din tabel se utilizează relațiile de transformare a unităților de temperatură prezentate în partea de noțiuni teoretice.

Tabel 1.2 Temperaturi

t [°C]	T [K]	t [°F]	T [°R]
Temperatura de îngheț a apei la presiunea fizică normală			
0	273.15	32	491.67
Temperatura aproximativă întâlnită în spațiul interplanetar			
-270.415	2.735	-454.747	4.923
Temperatura de vaporizare a agentului frigorific R134a la presiunea de 2.93 bar			
-17.777	255.372	0	459.67
Temperatura la care încetează mișcarea termică a moleculelor			
-273.15	0	-459.67	0
Temperatura medie în centrul soarelui			
15699727	15700000	28259540.33	28260000
Temperatura aproximativă pe suprafața soarelui			
5526.85	5800	9980.33	10440
Temperatura medie pe Marte			
-55	218.15	-67	392.67
Temperatura de fierbere a apei la presiunea fizică normală			
100	373.15	212	671.67
Temperatura punctului triplu al apei la presiunea vaporilor de 0.61173 kPa			
0.01	273.16	32.018	491.688
Temperatura punctului triplu al azotului la presiunea vaporilor de 12.6 kPa			
-209.97	63.18	-345.946	113.724

13. Care este temperatura normală a organismului uman exprimată pe scara Celsius? Dar pe scara Fahrenheit?

Rezolvare

Temperatura normală a organismului uman (măsurată oral) este de 37 °C sau 98.6 °F.

14. Care este temperatura în grade Celsius a organismului uman de la care se consideră că începe starea febrilă? Dar pe scara Fahrenheit?

Rezolvare

Starea febrilă a organismului uman este considerată pentru temperaturi ale corpului mai mari de 38 °C sau 100.4 °F.

15. Care este temperatura în grade Celsius a organismului uman de la care se consideră că începe starea de hipotermie? Dar pe scara Fahrenheit?

Rezolvare

Starea de hipotermie a organismului uman se instalează dacă temperatura corpului scade sub 35 °C sau 95 °F.

16. Știind că temperatura aerului la ecuator la altitudinea de 0 m este de 40 °C și că temperatura aerului scade cu 6.5 °C/km să se determine care este temperatura aerului în troposferă la altitudinea de 15 – 18 km și să se reprezinte grafic variația temperaturii în funcție de altitudine.

Rezolvare

Variația temperaturii în funcție de altitudine este prezentată în Tabelul 1.3 și Figura 1.5.

Tabel 1.3 Variația temperaturii în funcție de altitudine

Altitudine [km]	t [°C]	Altitudine [km]	t [°C]	Altitudine [km]	t [°C]
1	33.50	7	-5.50	13	-44.50
2	27.00	8	-12.00	14	-51.00
3	20.50	9	-18.50	15	-57.50
4	14.00	10	-25.00	16	-64.00
5	7.50	11	-31.50	17	-70.50
6	1.00	12	-38.00	18	-77.00

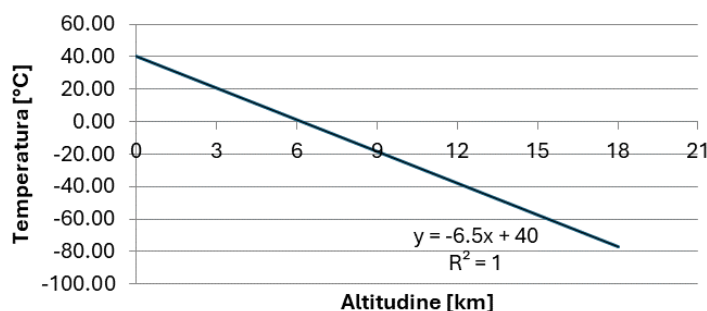


Figura 1.5 Variația temperaturii în funcție de altitudine

1.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Temperatura medie anuală pe glob este de 14.3 °C, în emisfera nordică 15.2 °C iar în cea sudică 13.3 °C. Care sunt valorile corespunzătoare pe scara Fahrenheit?

2. Temperatura aerului exterior la altitudinea de croazieră a unui avion de pasageri este de -50 °C. Să se convertească această valoare a temperaturii în Kelvin, Fahrenheit și Rankine.

3. Temperatura optimă de muncă este de 22 °C. Ce valoare va indica un termometru gradat pe scara Fahrenheit?

4. Temperatura apei dintr-un boiler este de 45 °C. Ce valoare absolută îi corespunde acesteia?
5. Temperatura aerului exterior este de 105 °F. Ce valoare absolută îi corespunde acesteia?
6. Care este temperatura normală a corpului uman măsurată axilar pe scara Celsius? Dar pe scara Fahrenheit?
7. Temperatura unei substanțe scade cu 40 °F în timpul procesului de răcire la care este supusă. Cu câte grade scade temperatura pe scara Rankine? Dar dacă utilizăm scara Celsius sau Kelvin?
8. În timpul unui proces de răcire, temperatura apei scade de la 50 la 20 °C. Exprimați diferența de temperatură pe scara Fahrenheit și Rankine.
9. Temperatura unei substanțe scade cu 20 °C în timpul procesului de răcire la care este supusă. Cu câte grade scade temperatura pe scara Kelvin? Dar dacă utilizăm scara Fahrenheit sau Rankine?
10. În timpul unui proces de răcire, temperatura apei scade de la 90 la 40 °F. Exprimați diferența de temperatură pe scara Fahrenheit, Celsius, Kelvin și Rankine.
11. Temperatura maximă admisibilă a gazelor de ardere într-un turboreactor este de 1600 °C. Să se convertească această valoare admisibilă a temperaturii în Kelvin, Fahrenheit și Rankine.
12. Într-o fabrică de ciment, utilizând căldura reziduală, se produce energie electrică prin intermediul unui ciclu Rankine organic, al cărui fluid de lucru este R245fa. Deoarece temperatura critică a agentului R245fa este de 154 °C, se consideră o temperatură maximă de lucru în ciclu de 120 °C (considerând că ciclul termodinamic se desfășoară în domeniul subcritic). Exprimați valorile temperaturilor precizate anterior și pe alte scări de temperatură cunoscute.
13. Dacă temperatura de autoaprindere a motorinei este de 210 °C, cât trebuie să fie raportul de compresie minim al motoarelor Diesel, considerând o temperatură de aspirație a aerului de 20 °C.
14. Să se calculeze valorile temperaturilor care lipsesc din tabelul alăturat.

Tabel 1.4 Temperaturi

t [°C]	T [K]	t [°F]	T [°R]
Temperatura de îngheț a mercurului			
-38.9			
Temperatura punctului critic al apei			
	647.096		
Temperatura de fierbere a apei la presiunea de 100 bar			
		591.8	
Temperatura de fierbere a apei la presiunea de 20 kPa			
			599.85
Temperatura de saturație a amoniacului la presiunea fizică normală			
		-28.12	
Temperatura de sublimare a naftalinei la presiunea fizică normală			
	295		
Temperatura extremă înregistrată în România la Ion Sion (județul Brăila), pe 10 august 1951			
44.5			

CAPITOLUL 2. PRESIUNE

2.1 NOȚIUNI TEORETICE

Presiunea este o mărime de stare, definită ca raportul dintre forța unui fluid exercită pe o suprafață și aria respectivă:

$$p = \frac{F}{A} \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (2.1)$$

unde F este forța care acționează asupra ariei $[N]$, iar A este aria suprafeței $[m^2]$.

Unitatea de măsură în sistem internațional pentru presiune este N/m^2 sau Pa (Pascal), existând și o serie de mărimi tolerate. Relațiile de transformare unităților de măsură tolerate în Sistemul Internațional de măsură sunt prezentate mai jos:

➤ bar:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \frac{N}{m^2} \quad (2.2)$$

➤ mm H₂O:

$$p = \rho_{apa} \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9.81 \cdot 10^{-3} = 9.81 \frac{N}{m^2} \quad (2.3)$$

➤ mmHg (torr) :

$$p = \rho_{Hg} \cdot g \cdot h = 13588 \cdot 9.81 \cdot 10^{-3} = 133.3 \frac{N}{m^2} \quad (2.4)$$

➤ kgf/cm² (atm) :

$$p = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{S} = \frac{1 \cdot 9.81}{10^{-4}} = 9.81 \cdot \frac{10^4 N}{m^2} \quad (2.5)$$

➤ psi:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{S} = \frac{0.453592 \cdot 9.81}{0.00064516} = 6894 \frac{N}{m^2} \quad (2.6)$$

➤ Atmosfera tehnică (at) reprezintă presiunea exercitată de greutatea unui corp cu masa de 1 kg pe o suprafață cu aria de 1 cm², adică 1 at = 1kgf/cm²:

$$1 \text{ at} = 1 \frac{kgf}{cm^2} = 98066.5 \text{ Pa} = 98066.5 \frac{N}{m^2} = 980.665 \text{ mbar} \quad (2.7)$$

Presiunea atmosferică este măsurată cu barometrul și reprezintă valoarea presiunii aerului atmosferic din zona supusă măsurătorii. Presiunea absolută (p_a) are nivelul de referință vidul absolut, iar presiunea relativă (p_r) are nivelul de referință presiunea atmosferică. Relația de corespondență între cele 3 tipuri de presiune este:

$$p_a = p_b + p_r \quad (2.8)$$

Presiunea relativă poate să fie presiune manometrică (suprapresiune) – p_s în cazul presiunii mai mari decât presiunea barometrică sau presiune vacuumetrică (depresiune) – p_v dacă presiunea este mai mică decât presiunea barometrică. Figura 2.1 prezintă corespondența dintre tipurile de presiune care se află în corelație cu presiunea relativă.

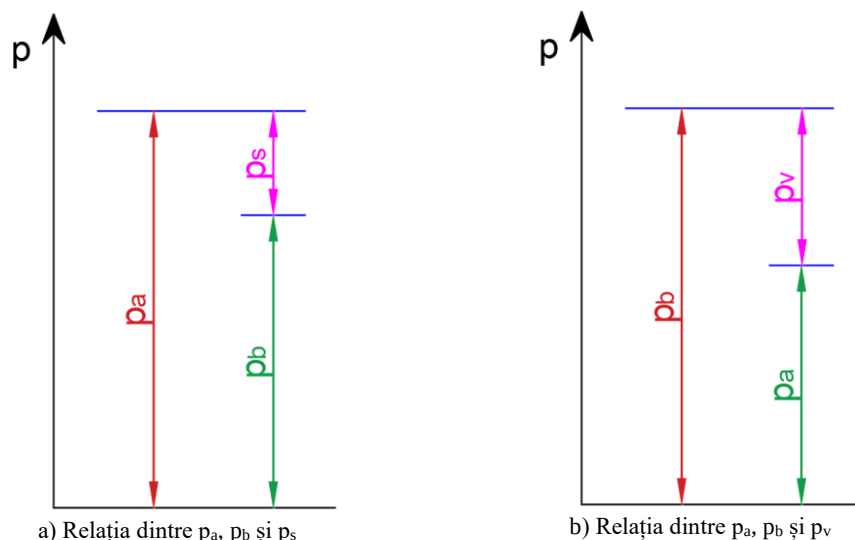


Figura 2.1 Corespondența dintre tipurile de presiune care se află în corelație cu presiunea relativă

Presiunea totală (p_{tot}) este suma dintre presiunea statică (p_{st}) și presiunea dinamică (p_{din}):

$$p_{tot} = p_{st} + p_{din} \quad (2.9)$$

Presiunea dinamică se definește astfel:

$$p_{din} = \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (2.10)$$

Presiunea hidrostatică este:

$$p_{hs} = \rho \cdot g \cdot h \quad (2.11)$$

unde: ρ [kg/m^3] este densitatea fluidului, g [m/s^2] este accelerația gravitațională ($g = 9.80665 \text{ m/s}^2$), iar h [m] este adâncimea.

2.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Care este valoarea presiunii corespunzătoare nivelului mării la latitudinea de 45° și temperatura de 0°C ? Exprimați această valoare în toate unitățile de presiune cunoscute.

Rezolvare

Presiunea corespunzătoare nivelului mării la latitudinea de 45° și temperatura de 0°C este de fapt presiunea fizică normală a cărei valoare este de o atmosferă fizică (1 atm) sau 760 mmHg sau 101325 Pa.

Relațiile de conversie ale presiunii se pot deduce din Figura 2.2.

1 atm	101 325 N/m^2	101 325 Pa	1 013,25 hPa	1 013,25 mbar	1,01325 daN/cm ²	1,01325 bar	759,99995 torr	759,99995 mmHg	10 332,27554 kgf/m ²	10 332,27554 mmH ₂ O	1,01325 at	1,01325 Kgf/cm ²	1 013 250,1 dyne/cm ²	1 013 250,1 barye	1 013 250,1 μbar	29,92125 inHg	14,69595 p.s.i.	14,69595 lb/in ²
-------	------------------------	------------	--------------	---------------	-----------------------------	-------------	----------------	----------------	---------------------------------	---------------------------------	------------	-----------------------------	----------------------------------	-------------------	------------------	---------------	-----------------	-----------------------------

Figura 2.2 Corespondența între diferite unități ale presiunii

$$1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa} = 101325 \text{ N/m}^2 = 1013.250 \text{ mbar} = 1013.250 \text{ hPa}$$

$$1 \text{ atm} = 1.01325 \text{ bar} = 1.01325 \text{ daN/cm}^2 = 759.99995 \text{ mmHg}$$

$$1 \text{ atm} = 759.99995 \text{ torr} = 10332.27554 \text{ mmH}_2\text{O} = 10332.27554 \text{ kgf/m}^2$$

$$1 \text{ atm} = 1.03322 \text{ kgf/cm}^2 = 1.03322 \text{ at} = 1013250.1 \text{ dyne/cm}^2$$

$$1 \text{ atm} = 1013250.1 \text{ } \mu\text{bar} = 1013250.1 \text{ barye} = 29.92125 \text{ inHg}$$

$$1 \text{ atm} = 14.69595 \text{ lb/in}^2 = 14.69595 \text{ p.s.i.}$$

2. Ce semnificație are atmosfera tehnică? Exprimați această valoare în toate unitățile de presiune cunoscute.

Rezolvare

Atmosfera tehnică (at) reprezintă presiunea exercitată de greutatea unui corp cu masa de 1 kg pe o suprafață cu aria de 1 cm^2 , adică $1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2$. Relațiile de conversie ale presiunii se pot deduce din Figura 2.3.

1 at	1 kgf/cm ²	0,96784 atm	98 66,5 N/m ²	98 066,5 Pa	980,665 hPa	980,665 mbar	0,98066 daN/cm ²	0,98066 bar	735,55912 torr	735,55912 mmHg	10 000 kgf/m ²	10 000 mmH ₂ O	980 665 dyne/cm ²	980 665 barye	980 665 }μbar	28,95902 inHg	14,22334 p.s.i.	14,22334 lb/in ²
------	-----------------------	-------------	--------------------------	-------------	-------------	--------------	-----------------------------	-------------	----------------	----------------	---------------------------	---------------------------	------------------------------	---------------	---------------	---------------	-----------------	-----------------------------

Figura 2.3 Corespondența între diferite unități ale presiunii

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 98066.5 \text{ Pa} = 98066.5 \text{ N/m}^2 = 980.665 \text{ mbar}$$

$$1 \text{ at} = 980.665 \text{ hPa} = 0.98066 \text{ bar} = 0.98066 \text{ daN/cm}^2$$

$$1 \text{ at} = 735.55912 \text{ mmHg} = 735.55912 \text{ torr} = 10000 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$1 \text{ at} = 10000 \text{ kgf/m}^2 = 0.96784 \text{ atm} = 980665 \text{ dyne/cm}^2$$

$$1 \text{ at} = 980665 \text{ } \mu\text{bar} = 980665 \text{ barye} = 28.95902 \text{ inHg}$$

$$1 \text{ at} = 28.95902 \text{ lb/in}^2 = 14.22334 \text{ p.s.i.}$$

3. Presiunea de lucru într-un sistem de injecție de tip Common Rail (Figura 2.4) este de 1800 bar. Să se exprime valoarea acestei presiuni în Sistemul Internațional de măsură și în p.s.i. (eng. pounds/square inch).

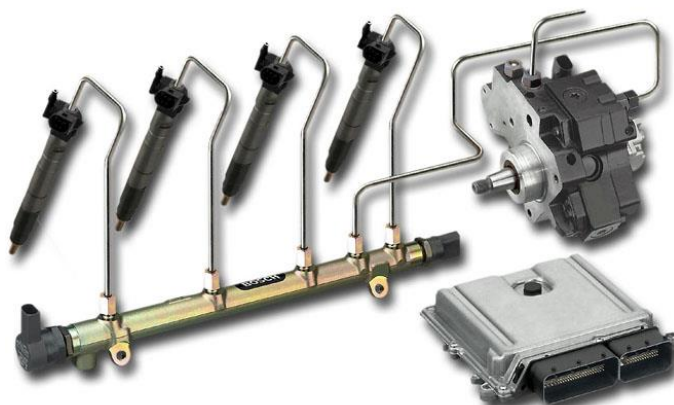


Figura 2.4 Sistem de injecție de tip Common Rail [1]

Rezolvare

În sistemul internațional, presiunea se măsoară în N/m^2 , sau Pa. Relațiile de conversie din bar în N/m^2 , respectiv p.s.i sunt:

✓ $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$

✓ $1 \text{ bar} = 14.5038 \text{ p.s.i.}$

Utilizând relațiile de conversie, se obțin următoarele valori :

✓ $1800 \text{ bar} = 1800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

✓ $1800 \text{ bar} = 26106.79 \text{ p.s.i.}$

4. O pompă submersibilă are înălțimea maximă de pompare 8 m (Figura 2.5). Ce valori ale presiunii îi corespund în N/m^2 , bar și p.s.i.?



Figura 2.5 Pompa submersibilă [2]

Rezolvare

Presiunea creată de pompe se exprima uzual în metri coloană de apă (m). Utilizând relația de conversie a presiunii, pentru 1 mH_2O , se obține:

✓ 1 mH_2O :

$$p = \rho_{\text{apa}} \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9.81 \cdot 1 = 9.81 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0.0981 \text{ bar} = 1.42 \text{ p.s.i.}$$

✓ pentru 8m H_2O se obțin valorile:

$$p = \rho_{\text{apa}} \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9.81 \cdot 8 = 78.48 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0.7848 \text{ bar} = 11.37 \text{ p.s.i.}$$

5. Presiunea recomandată de producător, pentru a optimiza performanțele anvelopelor și siguranța în trafic, este de 9 bar pentru pneurile unui autobuz (Figura 2.6). Dacă presiunea atmosferică este de 1 at să se exprime valoarea presiunii absolute în Sistemul internațional de măsură.



Figura 2.6 Pneul unui autobuz [3]

Rezolvare

Deoarece în pneuri se creează o presiune superioară celei atmosferice, presiunea totală se determină ca sumă între presiunea manometrică (suprapresiune) și cea atmosferică. (Figura 2.7).

Presiunea din pneurile autobuzului: $P_s = 9 \text{ bar} = 9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Presiunea atmosferică: $P_b = 1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 98066.5 \text{ Pa}$.

Presiunea absolută va fi: $P_a = P_s + P_b = 998066.5 \text{ Pa}$

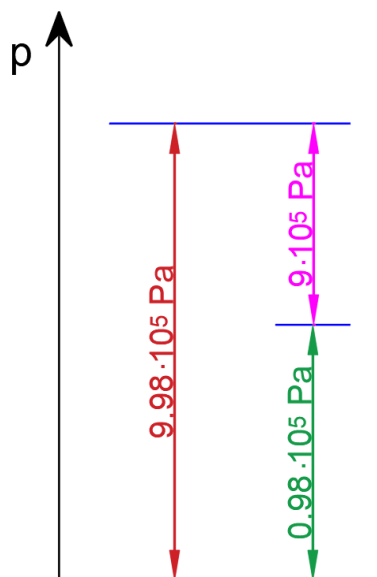


Figura 2.7 Presiunea absolută în cazul măsurării unei suprapresiuni

6. Vacuumetrul digital pentru măsurarea vacuumului creat în sistemele frigorifice indică valoarea de 380 mbar. Dacă presiunea atmosferică este de 970 hPa să se determine valoarea absolută a presiunii vacuometrice măsurate.

Rezolvare

Presiunea vacuometrică este o presiune mai mică decât presiunea atmosferică, fiind de fapt o presiune relativă. Relația de calcul a presiunii absolute poate fi dedusă cu ajutorul Figurii 2.8.

Presiunea vacuometrică: $P_v = 380 \text{ mbar} = 380 \text{ hPa} = 38000 \text{ N/m}^2$.

Presiunea atmosferică: $P_b = 970 \text{ hPa} = 970 \text{ mbar} = 97000 \text{ N/m}^2$.

Presiunea absolută: $P_a = P_b - P_v$, înlocuind se obține: $P_a = 970 - 380 \text{ mbar} = 590 \text{ mbar} = 590 \text{ hPa} = 59000 \text{ N/m}^2$.

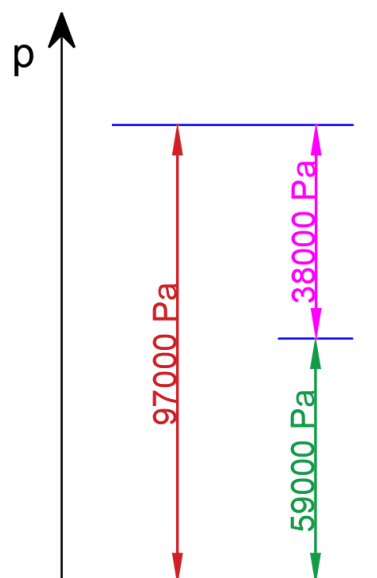


Figura 2.8 Presiunea absolută în cazul măsurării unei presiuni vacuometrice

7. Pe conducta unei instalații de ventilare (Figura 2.9) s-au măsurat:

- presiunea statică a aerului cu ajutorul unui manometru cu tub U. Valoarea indicată este de 130 mmH₂O;
- presiunea dinamică cu ajutorul manometrului cu tub înclinat la 45 ° ($k = 0,5$). Lungimea coloanei de mercur este de 10 mm.

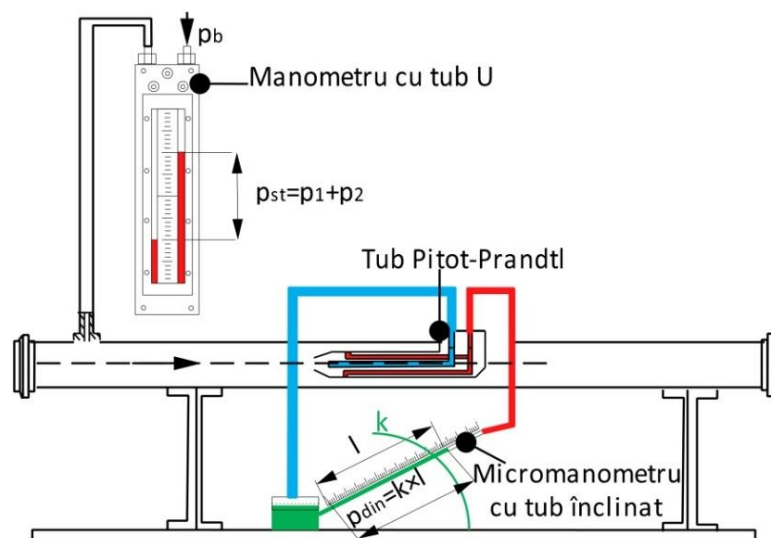


Figura 2.9 Evidențierea presiunii statice și dinamice [4]

Presiunea atmosferică indicată de barometru este de 980 mbar. Să se determine valoarea presiunii totale a fluidului considerat și viteza de deplasare a aerului în conductă dacă densitatea acestuia este de 1.29 kg/m³.

Rezolvare

Presiunea statică măsurată în acest caz este o presiune relativă, măsurată în raport cu presiunea atmosferică. Presiunea absolută corespunzătoare presiunii statice măsurate va fi dată de relația:

$$P_{a_st} = P_{st} + P_b$$

Presiunea statică măsurată:

$$P_{st} = 130 \text{ mmH}_2\text{O} = 130 \cdot 9.80665 \text{ Pa} = 1274.8645 \text{ N/m}^2.$$

Presiunea atmosferică:

$$P_b = 980 \text{ mbar} = 98000 \text{ Pa} = 98000 \text{ N/m}^2.$$

Presiunea statică absolută:

$$P_{a_st} = P_{st} + P_b = 99274.8645 \text{ Pa} = 99274.8645 \text{ N/m}^2.$$

Presiunea dinamică măsurată cu ajutorul manometrului cu tub înclinat este o presiune absolută. Lungimea coloanei de mercur este de 10 mm. Unghiul de înclinare al manometrului față de orizontală este de 45 °, ceea ce înseamnă că coeficientul k înscris pe sectorul circular al aparatului este 0.5. Presiunea dinamică se determină cu ajutorul relației:

$$P_{a_din} = k \cdot l = 0.5 \cdot 10 \text{ mmHg} = 5 \text{ mmHg} = 5 \cdot 133.32239 \text{ Pa} = 666.61195 \text{ N/m}^2.$$

$$\text{Pentru că } P_{din} = P_{tot} - P_{st}, \text{ rezultă } P_{tot} = P_{din} + P_{st} = 1941.47645 \text{ N/m}^2.$$

$$\text{Presiunea totală absolută va fi: } P_{a_tot} = P_{a_st} + P_{a_din} = 99941.4764 \text{ N/m}^2.$$

Viteza de deplasare a aerului se determină cu ajutorul presiunii dinamice măsurate:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{din}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 666.61195 \text{ N/m}^2}{1.29 \text{ kg/m}^3}} = \sqrt{1033.5069 \text{ N} \cdot \text{m/kg}} = 32.1482021 \text{ m/s} \\ = 115.73528 \text{ km/h}$$

8. Ce presiune poate acționa asupra unui scufandru care are diploma de:

- scufundător de mare adâncime, pentru adâncimi mai mari de 60 m;
- scufundător de mare adâncime 40 m – 60 m;
- scufundător între 0 m – 40 m;
- scufundător de bord 0 m – 12 m?



Figura 2.10 Presiunea ce acționează asupra scufandruului [5]

Rezolvare

Presiunea care acționează asupra scufandruului este dată de presiunea aerului atmosferic și cea a coloanei de apă.

$$p = p_{\text{atm}} + p_{\text{apa}}$$

unde:

$p_{\text{atm}} = 1 \text{ bar}$ (valoarea presiunii atmosferice este în jurul valorii de 1 bar);

p_{apa} - presiunea hidrostatică exercitată de greutatea coloanei de apă aflată asupra nivelului la care înoată scufandruul:

$$p_{\text{apa}} = \rho \cdot g \cdot h$$

În relația de mai sus, ρ reprezintă densitatea apei și are valoarea de 1000 kg/m^3 , g este accelerația gravitațională, 9.81 m/s^2 , iar h este înălțimea coloanei de lichid, m.

În funcție de adâncimea la care coboară scufandruul, se obțin următoarele valori ale presiunii:

- la adâncimi mai mari de 60 m:

$$p_{\text{apa}-60\text{m}} = 1000 \cdot 9.81 \cdot 60 = 588600 \text{ N/m}^2 = 5.88 \text{ bar}$$

Astfel încât, presiunea totală, $p_{60\text{m}}$, care acționează asupra scufandruului la această adâncime va avea o valoare mai mare de 6.88 bar:

$$p_{60\text{m}} = 1 + 5.88 = 6.88 \text{ bar}$$

- la adâncimi cuprinse între 40-60m, presiunea exercitată poate fi între [4.92 - 6.88 bar]:

$$p_{\text{apa}-40\text{m}} = 1000 \cdot 9.81 \cdot 40 = 392400 \text{ N/m}^2 = 3.92 \text{ bar}$$

$$p_{40\text{m}} = 1 + 3.92 = 4.92 \text{ bar}$$

- între 0 și 40 m, presiunea va fi între [1 - 4.92 bar];
- presiunea exercitată între 0 și 12 m va avea valori în intervalul [1-2.17bar]

$$p_{\text{apa}-12\text{m}} = 1000 \cdot 9.81 \cdot 12 = 117720 \text{ N/m}^2 = 1.17 \text{ bar}$$

$$p_{12\text{m}} = 1 + 1.17 = 2.17 \text{ bar}$$

9. Cum se poate determina adâncimea la care se află un submarin de cercetare marină (Figura 2.11), dacă se cunosc valorile presiunii atmosferice (1 bar) și a celei exercitate asupra submarinului (501 bar).

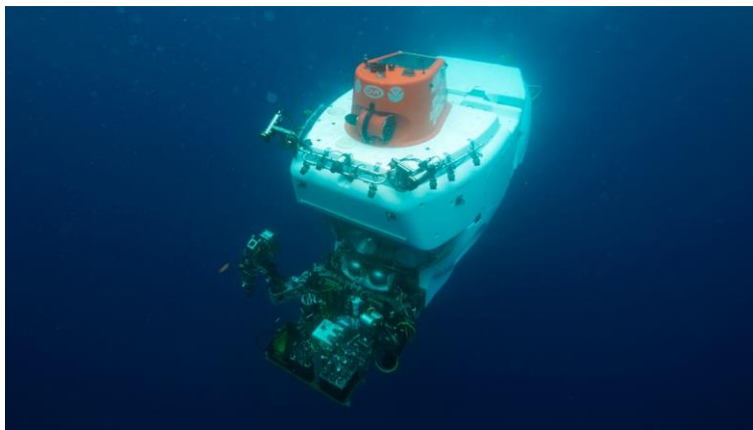


Figura 2.11 Submarin [6]

Rezolvare

Presiunea totală exercitată asupra submarinului este compusă din presiunea coloanei de apă, la adâncimea dată, și din presiunea atmosferică.

$$p = p_{\text{atm}} + p_{\text{apa}} = p_{\text{atm}} + \rho \cdot g \cdot h$$

Din relația de mai sus se obține adâncimea la care se află submarinul:

$$h = \frac{p - p_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} = \frac{(501 - 1) \cdot 10^5}{1000 \cdot 9.81} = 5096 \text{ m} = 5.096 \text{ km}$$

10. Un aparat de spălat sub presiune are presiunea maximă de lucru de 130 bar la un debit de 370 l/h (Figura 2.12). Cât este puterea motorului de antrenare, dacă randamentul este de 75%?



Figura 2.12 Aparat de spălat sub presiune [7]

Rezolvare

Puterea motorului de antrenare se determină astfel:

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \text{ [W]}$$

unde Δp [N/m²] este presiunea creată, $\dot{V}$ [m³/h] reprezintă debitul volumic, iar η este randamentul.

Se face conversia unităților de măsură:

$$130 \text{ bar} = 130 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$370 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 370 \cdot \frac{10^{-3}}{3600} = 1.2 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Cu valorile menționate se obține o valoare a puterii de:

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} = \frac{130 \cdot 10^5 \cdot 1.2 \cdot 10^{-4}}{0.75} = 2080 \text{ W} = 2.8 \text{ kW}$$

11. Care este viteza relativă de zbor față de aer, a unui avion comercial, dacă tubul Pitot-Prandtl montat pe fuzelaj (Figura 2.13) indică o presiune dinamică de 12000 N/m^2 la o temperatură de -50°C și o densitate a aerului de 0.47 kg/m^3 .



Figura 2.13 Tubul Pitot-Prandtl montat pe fuzelaj [8]

Rezolvare

Pentru o densitate a aerului de 0.47 kg/m^3 , se obține o viteză:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{din}}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12000}{0.47}} = 225.97 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 813.5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

12. Tubul Pitot Prandtl montat într-un tunel aerodinamic dintr-un centru de skydiving de interior (Figura 2.14) indică o presiune de 2300 N/m^2 , la o temperatură a aerului de 20°C . Dacă suprapresiunea aerului din tunel este de $1500 \text{ mmH}_2\text{O}$ și presiunea atmosferică este de 0.98 bar să se determine viteza aerului din tunel.



Figura 2.14 Tunel aerodinamic dintr-un centru de skydiving de interior [9]

Rezolvare

Presiunea absoluta a aerului în tunel este:

$$p = p_{\text{atm}} + p_s = 0.98 \cdot 10^5 + 1500 \cdot 9.81 = 112715 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Densitatea aerului, la temperatura de 20°C și presiunea de 112715 N/m² se determină din ecuația termodinamică de stare a gazului perfect:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{112715}{287.14 \cdot 293.15} = 1.33 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pentru o densitate a aerului de 0.47 kg/m³, se obține o viteză:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{din}}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 23000}{1.33}} = 58.81 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 211.71 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

13. Pentru măsurarea presiunii aerului dintr-un rezervor se utilizează două tipuri de manometre: unul cu element elastic, respectiv unul cu tub în forma de U (Figura 2.15). Dacă presiunea citită pe manometrul cu element elastic este de 0.37 bar ce diferență trebuie să existe între nivelul lichidului din cele două brațe ale manometrului în cazul în care:

- fluidul utilizat este apă;
- fluidul utilizat este mercur.

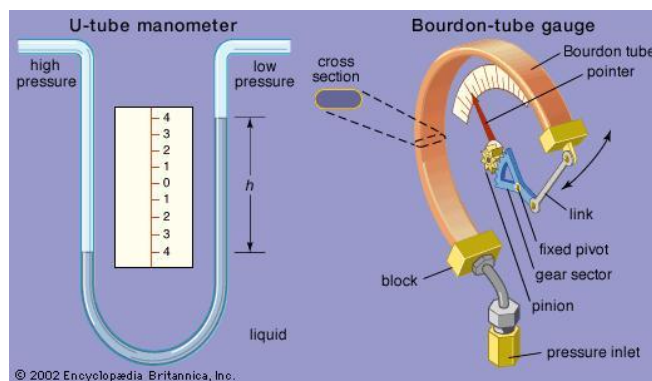


Figura 2.15 Manometru cu element elastic și manometru cu tub U [10]

Rezolvare

Presiunea manometrică măsurată cu manometrul cu element elastic, transformată în N/m² este:

$$p = 0.37 \text{ bar} = 0.37 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Valoarea presiunii măsurate la manometrul în forma de U este dată de diferența dintre nivelul lichidului din cele două brațe ale manometrului:

$$p = \rho \cdot g \cdot h \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

Pentru o densitate a apei de 1000 kg/m³ și a mercurului de 13588 kg/m³ rezultă înălțimile necesare coloanei de fluid:

- pentru apă:

$$h_{\text{apa}} = \frac{p}{g \cdot \rho} = \frac{0.37 \cdot 10^5}{9.81 \cdot 1000} = 3.77 \text{ m}$$

- pentru mercur:

$$h_{\text{Hg}} = \frac{p}{g \cdot \rho} = \frac{0.37 \cdot 10^5}{9.81 \cdot 13588} = 0.27 \text{ m}$$

Analizând valorile obținute, se constată că, pentru a măsura o presiune de 0.37 bar, se utilizează ca fluid de lucru în manometru, mercurul.

14. Să se calculeze presiunea exercitată de organismul uman considerând următoarele cazuri:

- un bărbat cu greutatea de 140 kg, înălțimea de 190 cm și suprafața tălpii picioarelor de 60000 mm², stând pe ambele picioare și apoi doar într-un picior;
- o femeie cu greutatea de 50 kg, suprafața tălpii picioarelor de 38400 mm², stând pe ambele picioare și apoi doar într-un picior;
- o femeie cu greutatea de 50 kg care schiază, cunoscând că suprafața schiurilor este de 4950 cm²;
- un bărbat cu greutatea de 100 kg care schiază, cunoscând că schiurile au lungimea de 180 cm și lățimea de 18 cm.

Rezolvare

Presiunea este definită ca fiind forța ce acționează asupra unei suprafețe: $p = \frac{F}{S} \left[\frac{N}{m^2} = Pa \right]$, unde forța se determină cu ajutorul relației: $F = m \cdot g \left[kg \cdot \frac{m}{s^2} = N \right]$, m este masa în kg, iar g reprezintă accelerația gravitațională, $g = 9.80665 \text{ m/s}^2$ este valoarea standard măsurată la nivelul mării la latitudinea de 45°.

Înlocuind în formulele anterioare cu datele caracteristice fiecărui caz supus studiului se obține:

- un bărbat cu greutatea de 140 kg, suprafața tălpii picioarelor de 60000 mm², stând pe ambele picioare exercită presiunea:

$$p = \frac{140 \cdot 9.80665}{60000/10^6} = 22882 \text{ Pa}$$

- un bărbat cu greutatea de 140 kg, suprafața tălpii picioarelor de 60000 mm², stând doar într-un picior exercită presiunea:

$$p = \frac{140 \cdot 9.80665}{60000/(10^6 \cdot 2)} = 45764 \text{ Pa}$$

se poate observa că valoarea acesteia se dublează față de cazul în care persoana se sprijină pe ambele picioare;

- femeie cu greutatea de 50 kg, suprafața tălpii picioarelor de 38 400 mm², stând pe ambele picioare, exercită presiunea:

$$p = \frac{50 \cdot 9.80665}{38400/10^6} = 12769 \text{ Pa}$$

- femeie cu greutatea de 50 kg, suprafața tălpii picioarelor de 38 400 mm², stând doar într-un picior exercită presiunea:

$$p = \frac{50 \cdot 9.80665}{38400/(10^6 \cdot 2)} = 25538 \text{ Pa}$$

- femeie cu greutatea de 50 kg care schiază, cunoscând că suprafața schiurilor este de 4950 cm², exercită presiunea:

$$p = \frac{50 \cdot 9.80665}{4950/10^4} = 991 \text{ Pa}$$

- femeie cu greutatea de 100 kg care schiază, cunoscând că schiurile au lungimea de 180 cm și lățimea de 18 cm, exercită presiunea:

$$p = \frac{100 \cdot 9.80665}{(180 \cdot 18)/10^4} = 3027 \text{ Pa}$$

2.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Temperatura apei într-o oală sub presiune (Figura 2.16) este de 121 °C. Să se determine presiunea din oală și să se exprime valoarea acesteia în N/m², mmHg, mmH₂O și kgf/cm².



Figura 2.16 Vas de gătit sub presiune [11]

2. Evoluția raportului de comprimare (ϵ) din instalațiile de turbine cu gaze de la începutul secolului al XX-lea până în prezent este redată în Figura 2.17. Să se determine temperatura aerului la finalul comprimării, considerând o comprimare teoretic adiabatică.

Obs. Relația de calcul a temperaturii la finalul comprimării este: $T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\frac{k-1}{k}}$; k- exponent/indice adiabatic, are valoarea 1.4 pentru aer; raportul de comprimare este dat de raportul presiunilor: $\epsilon = \frac{p_2}{p_1}$.

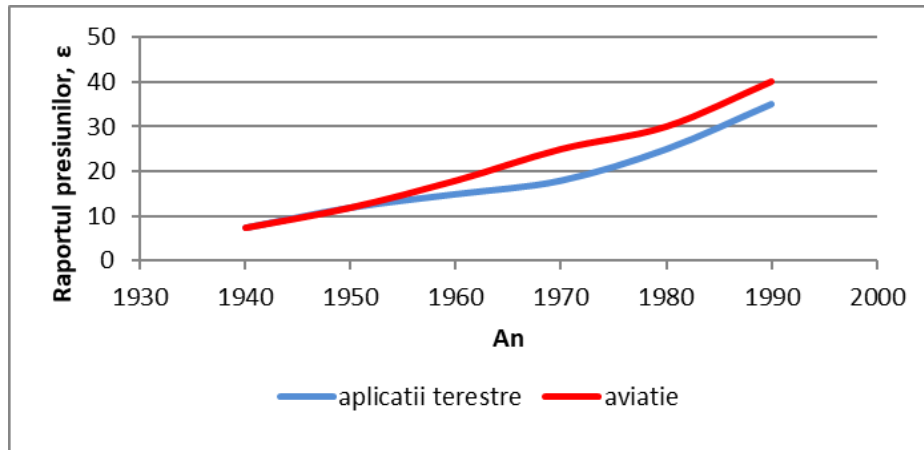


Figura 2.17 Evoluția presiunii de lucru din instalațiile de turbine cu gaze [12]

3. Presiunea recomandată în roțile unei biciclete pentru trasee de munte este dată în Tabelul 2.1 în funcție de greutatea biciclistului și tipul anvelopei. Exprimați aceste valori în toate unitățile de măsură cunoscute ale presiunii.

Tabel 2.1 Presiunea recomandată în funcție de greutatea biciclistului și tipul anvelopei

Greutate biciclist [kg]	Anvelopa 1.9-2.1 [in]	Anvelopa 2.2-2.4 [in]
60	1.9 bar	23.2060 p.s.i.
70	2.0 bar	24.6564 p.s.i.
80	2.1 bar	26.1067 p.s.i.
90	2.2 bar	27.5571 p.s.i.

4. În Tabelul 2.2 este prezentată presiunea recomandată în roțile unei biciclete în funcție de lățimea jantei. Ce tip de presiune este cea măsurată în anvelopa bicicletei? Exprimați aceste valori în Sistemul Internațional de măsură.

Tabel 2.2 Presiunea recomandată în roțile unei biciclete în funcție de lățimea jantei

Lățimea jantei [mm]	Presiunea recomandată [p.s.i.]
20	130
25	100
30	80
35	65
40	55

5. O butelie de oxigen cu capacitatea de 40 l este depozitată la o temperatură de 30°C. Presiunea oxigenului din butelie este de 169 bar. Ce tip de presiune este aceasta? Exprimați această valoare în Sistem Internațional.

6. Domeniul de presiuni al unei supape de siguranță utilizate la un cazan de abur este de 0.2 – 12.5 bar. Supapa de siguranță a fost reglată la 5 bar. Ce tip de presiune este aceasta? Dacă presiunea atmosferică este de 735 mmHg să se determine valoarea presiunii absolute în sistem internațional la care se deschide supapa de siguranță.

7. Presiunea vacuometrică măsurată la un aspirator casnic este de 600 torr. Presiunea atmosferică este de 755 mmHg. Care este valoarea absolută a presiunii măsurate?

8. În tabelul 1.7 sunt redate caracteristicile tehnice ale senzorului de presiune absolută a aerului din galeria de admisie. Acesta este utilizat la motoarele termice pentru calculul cantității de combustibil ce trebuie injectat. Ce tipuri de presiuni sunt redate în tabel: presiuni manometrice sau vacuometrice? Converteți aceste valori în sistem internațional.

Tabel 2.3 Caracteristicile tehnice ale senzorului de presiune absolută a aerului din galeria de admisie

Senzor	Presiunea minimă absolută [mbar]	Presiunea maximă absolută [mbar]
Senzor 1	0.15	1.02
Senzor 2	0.4	2.1
Senzor 3	0.4	2.6
Senzor 4	0.4	1

9. Viteza maximă a sângelui în artere este de 33 cm/sec. Care este presiunea dinamică dacă densitatea sângelui este de 1057 kg/m³ la femei și 1061 kg/m³ la bărbați.

10. Tubul Pitot montat pe o mașină de formula 1 indică o presiune dinamică de 4540 N/m². Dacă presiunea atmosferică este de 0.98 bar și temperatura aerului este de 22 °C cât este viteza aerului ?



Figura 2.18 Amplasare tub Pitot pe o mașină Formula 1 [13]

11. Pentru măsurarea debitului de aer vehiculat de un ventilator centrifugal (Figura 2.19) se montează un tub Pitot, care indică o presiune dinamică de 75 mmH₂O. Să se determine debitul volumic al ventilatorului, dacă conducta de refulare are diametrul de 100 mm. Se consideră o valoare a temperaturii mediului ambiant de 17°C și o presiune de 0.985 bar.

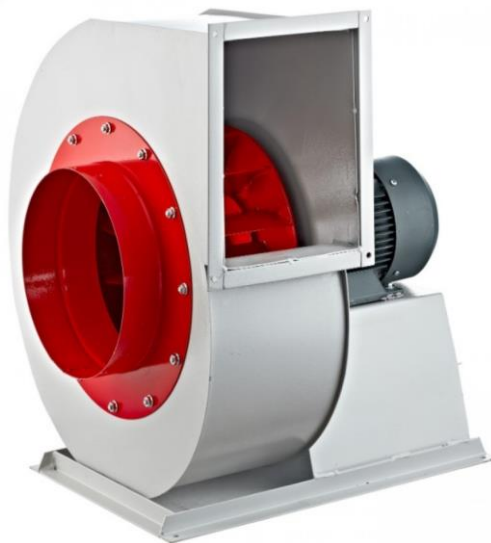


Figura 2.19 Ventilator centrifugal [14]

12. Pentru măsurarea tensiunii oculare (presiunea exercitată de lichidele intraoculare asupra pereților globului ocular) se folosește un aparat denumit tonometru cu aplanatie (Figura 2.20), care măsoară forța necesară pentru a aplatiza o anumită suprafață din corneea (o arie centrală cu diametrul de aproximativ 3.06 mm). Dacă valoarea normală indicată de aparat trebuie să se situeze între 10 și 21 mmHg, să se exprime domeniul de valori normale în N/m², bar, kgf/cm², mm H₂O și psi.



Figura 2.20 Tonometru cu aplanatie [15]

13. Pentru a prelua dilatările apei, în orice circuit închis de încălzire se utilizează un vas de expansiune (Figura 2.21). Dacă presiunea de încărcare (a pernei de aer) este de 1.5 bar, să se exprime valoarea acestei suprapresiuni în N/m^2 , kgf/cm^2 și psi.



Figura 2.21 Vas de expansiune [16]

14. Supraalimentarea motoarelor are rolul de a mări cantitatea de aer care poate fi aspirată în motor, prin mărirea presiunii. În acest sens se pot folosi atât compresoare mecanice (care folosesc puterea direct de la arborele motorului termic) cât și potențialul gazelor de alimentare (turbosuflantă) sau amândouă.



Figura 2.22 Metode de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă [17]

În funcție de valorile presiunii de supraalimentare avem:

- Supraalimentare de joasă presiune, 1-1.2 bar;
- Supraalimentare de medie presiune, 1.2-1.8 bar;
- Supraalimentare de înaltă presiune, >2 bar.

Să se exprime limitele de încadrare ale presiunii de supraalimentare în psi.

15. Să se determine valoarea presiunii atmosferice pe vârful Everest (înălțimea 8.848 m) dacă formula barometrică (relația de calcul a presiunii atmosferice în funcție de înălțime) are forma:

$$p = p_{\text{atm}} \cdot \exp \frac{-g \cdot h}{R \cdot T_N} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

unde: p_{atm} [N/m^2] este valoarea presiunii atmosferice la altitudinea de 0 m, g [m/s^2] este accelerația gravitațională, h [m] este înălțimea, R [J/kgK] este constanta de gaz perfect (pentru aer este 287.14 J/kgK), T_N [K] este temperatura în condiții normale ($T_N = 273.15$ K).

CAPITOLUL 3. GREUTATE, MASĂ, DENSITATE ȘI DEBIT

3.1 NOȚIUNI TEORETICE

Greutatea unui corp reprezintă forța care acționează asupra acestuia sub influența accelerației gravitaționale și se poate determina cu relația:

$$G = m \cdot g \left[kg \cdot \frac{m}{s^2} \right] \text{ sau } [N] \quad (3.1)$$

unde m [kg] este masa, iar g [m/s²] este accelerația gravitațională.

Densitatea unui corp este raportul dintre masa și volumul acestuia:

$$\rho = \frac{m}{V} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (3.2)$$

unde m [kg] este masa, iar V [m³] este volumul.

Debitul unui fluid reprezintă cantitatea de fluid care traversează o secțiune constantă în unitatea de timp. Debitul poate fi exprimat în funcție de masă – debit masic $\dot{m}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$, respectiv în funcție de volum – debit volumic $\dot{V}$ $\left[\frac{m^3}{s} \right]$.

Debitul volumic se poate determina utilizând ecuația continuității:

$$\dot{V} = A_c \cdot w \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (3.3)$$

Debitul masic devine:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_c \cdot w \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (3.4)$$

unde A_c [m²] este aria de curgere a fluidului, iar w [m/s] este viteza de curgere a fluidului.

3.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Care este greutatea unui corp cu masa de 1 kg? Exprimați această valoare în: kg·m/s², N, kgf, kN, lbf și lbf·ft/s².

Rezolvare

Greutatea unui corp cu masa de 1 kg este dată de forța cu care accelerația gravitațională acționează asupra acestuia.

Accelerația gravitațională la latitudinea de 45° este $g_N = 9.80665 \text{ m/s}^2$.

Între unitățile de măsură amintite în enunț există relațiile:

$$1 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 1 \text{ N} = 10^{-3} \text{ kN} = 0.101972 \text{ kgf}$$

Greutatea corpului va fi:

$$G = 1 \cdot 9.80665 = 9.80665 \text{ kg} \cdot m / s^2 = 9.80665 \text{ N} = 9.80665 \cdot 10^{-3} \text{ kN} = 1 \text{ kgf}.$$

Între mărimile de masă și lungime, exprimate în Sistem Internațional și sistemul anglo-saxon există relațiile:

$$1 \text{ kg} = 2.20463 \text{ lbf (pound-mass)},$$

1 m = 3.2808 ft (foot).

Greutatea corpului va fi:

$$G = 2.20463 \cdot 9.80665 \cdot 3.2808 = 70.9310 \text{ lbm} \cdot \text{ft/s}^2.$$

Unitatea de forță este definită astfel:

$$1 \text{ lbm} \cdot \text{ft/s}^2 = 0.031081 \text{ lbf (pound-force)}.$$

Greutatea corpului va fi:

$$G = 70.9310 \cdot 0.031081 = 2.20 \text{ lbf}.$$

2. Care este greutatea unui panou solar cu suprafața de 4.1 m², dacă masa acestuia este de 120 kg.

Panoul este montat la nivelul mării:

- la ecuator, unde $g_e = 9.781 \text{ m/s}^2$;
- la poli, unde $g_p = 9.831 \text{ m/s}^2$;
- la latitudinea de 45 °, unde $g_N = 9.80665 \text{ m/s}^2$.

Rezolvare

Greutatea unui corp este de fapt forța cu care un câmp gravitațional acționează asupra corpului, la suprafața Pământului este $G = m \cdot g$ [N], unde m [kg] este masa corpului, g [m/s²] – accelerația gravitațională.

Greutatea panoului dacă acesta este montat la nivelul mării:

- la ecuator, unde $g_e = 9.781 \text{ m/s}^2$,

$$G_e = m \cdot g_e = 120 \cdot 9.781 = 1173.72 \text{ N}$$

- la poli, unde $g_p = 9.831 \text{ m/s}^2$,

$$G_p = m \cdot g_p = 120 \cdot 9.831 = 1179.72 \text{ N}$$

- la latitudinea de 45 °, unde $g_N = 9.80665 \text{ m/s}^2$,

$$G_N = m \cdot g_N = 120 \cdot 9.80665 = 1176.798 \text{ N}$$

3. Se consideră că printr-o conductă circulă apă cu debitul volumic de 4 m³/s. Dacă densitatea apei este 1000 kg/m³, care este valoarea debitului masic de apă? Precizați unitatea de măsură a debitului masic.

Rezolvare

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow \rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \rightarrow \dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = 1000 \cdot 4 = 4000 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4. Prin ajutorul unei țevi de refulare a unui hidrant interior este vehiculată apă cu viteza de 12.4 m/s. Determinați debitul volumic de apă, în condițiile diametrului interior de 16 mm, respectiv de 18 mm.

Rezolvare

Debitul volumic se determina utilizând ecuația continuității:

$$\dot{V} = A_c \cdot w = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot w$$

Pentru diametrul de 16 mm avem:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot 0.016^2}{4} \cdot 12.4 = 0.002493 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 8.975 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2.493 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 8975.4 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Pentru diametrul de 18 mm avem:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot 0.018^2}{4} \cdot 12.4 = 0.003155 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 11.359 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 3.155 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 11359.5 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

5. Un cazan cu puterea termică de 50 kW prepară agent termic pentru încălzirea unei clădiri. Regimul termic al instalației de încălzire este 80 °C pe tur și 60 °C pe retur. Prin conducta de la ieșirea din cazan circulă apă caldă cu viteza de 0.45 m/s. Să se determine diametrul interior și diametrul exterior al conductei, cunoscând că grosimea conductei este de 3 mm.

Rezolvare

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_{p,ap\breve{a}} \cdot (t_{tur} - t_{retur})} = \frac{50 \text{ kW}}{4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (80 - 60) \text{ K}} = 0.5966 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{V} = A_c \cdot w$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot A_c \cdot w = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot w$$

$$\rho \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot w = 4 \cdot \dot{m}$$

$$d_i^2 = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot w}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.5966 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot 0.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0.04108 \text{ m} = 41.08 \text{ mm}$$

$$d_e = d_i + 2 \cdot \delta = 41.08 + 2 \cdot 3 = 47.08 \text{ mm}$$

6. Care este diametrul interior al țevii prin care curge un debit masic de 0.38 kg/s freon R134a, cu viteza de 0.6 m/s și care are temperatura de 40 °C și presiunea 14 bar .

Rezolvare

Pentru presiunea și temperatura freonului R134a, densitatea freonului lichid este $\rho = 1150 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot w$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.38}{1150 \cdot \pi \cdot 0.6}} = 0.02648 \text{ m} = 26.48 \text{ mm}$$

7. Un debit masic de 0.25 kg/s freon R410A este aspirat într-un compresor la temperatura de -10 °C sub forma de gaz cu densitatea $\rho = 17.75 \text{ kg/m}^3$. Cunoscând faptul că țeava de aspirație are dimensiunile conform standardului $\varnothing 35 \times 1.5 \text{ mm}$, să se determine viteza de aspirație a gazului în compresor.

Rezolvare

Țeava de $\varnothing 35 \times 1.5 \text{ mm}$ înseamnă că prima cifră este diametrul exterior al țevii: $d_e = 35 \text{ mm} = 0.035 \text{ m}$

A doua cifră reprezintă grosimea peretelui țevii: $\delta = 1.5 \text{ mm} = 0.0015 \text{ m}$

Diametrul interior va rezulta: $d_i = d_e - 2 \cdot \delta = 35 - 2 \cdot 1.5 = 32 \text{ mm} = 0.032 \text{ m}$

Se scrie ecuația debitului din care rezulta viteza de curgere, astfel:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow w = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0.25}{17.75 \cdot \pi \cdot 0.032^2} = 17.51 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

8. Un debit masic de 3.4 kg/s apă se distribuie simultan printr-un număr de $n_t = 6$ țevi identice cu viteza de 1.2 m/s. Sa se determine diametrul interior al țevelor.

Rezolvare

Se consideră densitatea apei $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Deoarece țevile sunt identice se aplică ecuația de continuitate astfel:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot n_t \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot w \cdot n_t \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,4}{1000 \cdot 1,2 \cdot 6 \cdot 3,14}} = 0,02452 \text{ m} = 24,52 \text{ mm}$$

9. Se consideră un schimbător de căldură cu fascicul de țevi în manta (Figura 3.1 și Figura 3.2) pentru care țeava care reprezintă mantaua are dimensiunile $\varnothing 219 \times 7 \text{ mm}$, iar fasciculul conține $n_t = 62$ țevi de cupru tehnic cu dimensiunile $\varnothing 12 \times 1 \text{ mm}$. Cunoscând că în spațiul dintre țevile din fascicul și manta circula apa rece cu viteza de $0,35 \text{ m/s}$, să se determine debitul masic de apa rece.



Figura 3.1 Schimbător de căldură cu fascicul de țevi în manta [18]

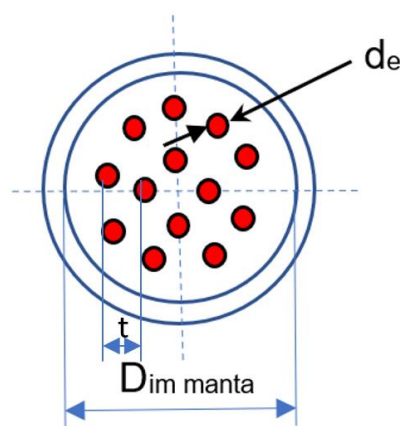


Figura 3.2 Secțiune prin schimbător

Rezolvare

Secțiunea prin care curge apa rece este delimitată de diametrul interior al mantalei și diametrul exterior al celor 62 de țevi mici. Din punct de vedere matematic aceasta se scrie astfel:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot D_{im}^2}{4} - n_t \cdot \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{im}^2 - n_t \cdot d_e^2) [\text{m}^2]$$

unde diametrul interior al mantalei este:

$$D_{im} = D_{em} - 2 \cdot \delta_M = 219 - 2 \cdot 7 = 205 \text{ mm} = 0,205 \text{ m}$$

iar diametrul exterior al țevilor mici este: $d_e = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$

În aceste condiții aria de curgere a apei reci devine:

$$A_2 = \frac{3,14}{4} \cdot (0,205^2 - 62 \cdot 0,012^2) = 0,02406 \text{ m}^2$$

Debitul masic de apă rece se calculează cu ecuația de continuitate, considerând densitatea apei de 1000 kg/m^3 , rezultând:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot A_2 = 1000 \cdot 0,35 \cdot 0,02406 = 8,421 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Determinați greutatea unui corp cu masa de 5 kg, în condițiile în care acesta se află pe Marte. Exprimați această valoare în: $\text{kg} \cdot \text{m/s}^2$, N, kgf, kN, lbf și $\text{lbm} \cdot \text{ft/s}^2$. Accelerația gravitațională pe Marte este 3.728 m/s^2 .
2. În condițiile curgerii apei printr-o conductă circulară, determinați densitatea fluidului cunoscând că valoarea debitul volumic al apei este 21960 l/h , iar debitul masic este 352 kg/min .
3. Care este debitul volumic de apă care curge printr-o țeavă de cupru cu diametrul interior $d_i = 18 \text{ mm}$, viteza apei fiind de 0.85 m/s .
4. Un debit masic de 4 kg/s apă se distribuie printr-un fascicul de 8 țevi cu diametrul interior $d_i = 14 \text{ mm}$. Să se determine viteza de curgere a apei prin țevi. Se cunoaște densitatea $\rho = 995 \text{ kg/m}^3$.
5. Care este diametrul secțiunii circulare de curgere pentru o conductă de ventilare prin care este vehiculat aer cu debitul volumic de $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ la viteza de 16.2 km/h .

CAPITOLUL 4. GAZ PERFECT. TRANSFORMĂRI ALE GAZULUI PERFECT

4.1 NOȚIUNI TEORETICE

Gazul perfect este un concept inexistent în realitate, introdus pentru a facilita determinarea parametrilor de stare prin relații simple. Simplificările pe care le aduce utilizarea gazului ideal, în conformitate cu teoria cinetico-moleculară, evidențiază că forțele de interacțiune intermoleculare sunt nule, moleculele gazului sunt perfect sferice și elastice, iar volumul propriu al moleculelor raportat la volumul total ocupat este neglijabil.

Ecuția de stare a gazului perfect este:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4.1)$$

unde p [N/m^2] este presiunea, V [m^3] este volumul, m [kg] este masa, R [J/kgK] este constanta de gaz perfect a gazului respectiv, iar T [K] este temperatura.

Constanta de gaz perfect a gazului se determină astfel:

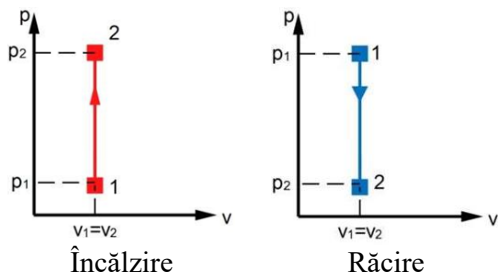
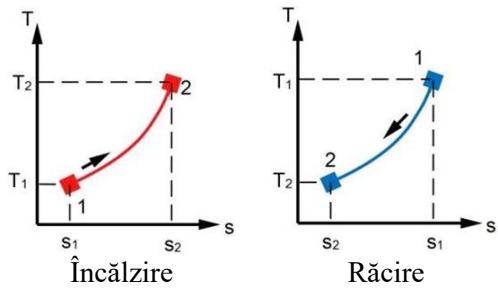
$$R = \frac{R_M}{M} \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right] \quad (4.2)$$

unde R_M reprezintă constanta molară universală a gazului perfect ($R_M = 8314 \text{ J/kmolK}$), iar M [kg/kmol] este masa molară pentru gazul respectiv.

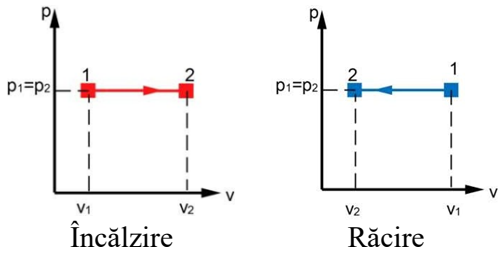
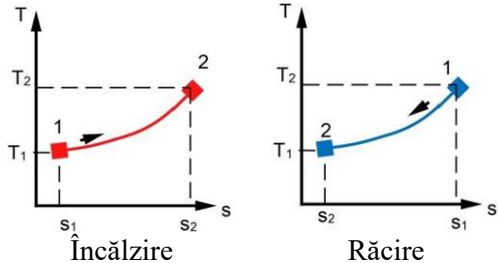
Transformările gazului perfect

În tabelele următoare este prezentată sinteza transformărilor gazului perfect.

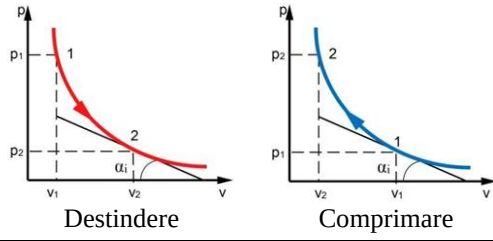
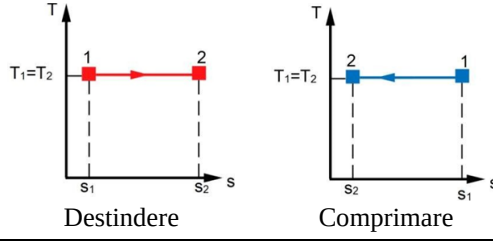
Tabel 4.1 Transformarea izocoră (Legea lui Charles)

Ecuția transformării	$V = constant \rightarrow \frac{p}{T} = constant$
Exponentul n	$n = \pm\infty$
Căldura specifică	c_v
Dependența dintre mărimile de stare	$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \text{ sau } \frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$
Reprezentarea în diagrama mecanică	
Reprezentarea în diagrama calorică	
Cantitatea de căldură	$Q_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) [J]$ $Q_{12} = \frac{V}{k-1} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) [J]$
Lucrul mecanic exterior	$L_{12} = 0 [J]$
Lucrul mecanic tehnic	$L_{t_{12}} = V \cdot (p_1 - p_2) [J]$
Variația entalpiei	$H_2 - H_1 = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) [J]$ $H_2 - H_1 = Q_{12} - L_{t_{12}} [J]$
Variația energiei interne	$U_2 - U_1 = Q_{12} [J]$ $U_2 - U_1 = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) [J]$
Variația entropiei	$S_2 - S_1 = m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \left[\frac{J}{K} \right]$ $S_2 - S_1 = m \cdot c_v \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \left[\frac{J}{K} \right]$

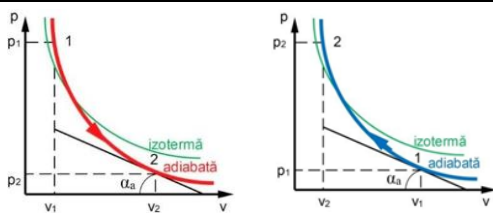
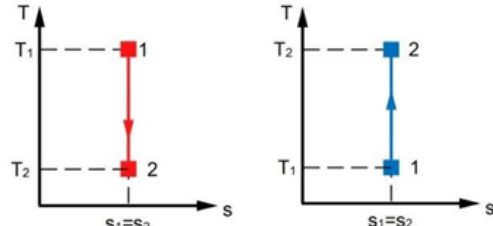
Tabel 4.2 Transformarea izobară (Legea lui Gay-Lussac)

Ecuția transformării	$p = \text{constant} \rightarrow \frac{V}{T} = \text{constant}$
Exponentul n	$n = 0$
Căldura specifică	c_p
Dependența dintre mărimile de stare	$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$ sau $\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$
Reprezentarea în diagrama mecanică	
Reprezentarea în diagrama calorică	
Cantitatea de căldură	$Q_{12} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) [J]$
Lucrul mecanic exterior	$L_{12} = p \cdot (V_2 - V_1) [J]$ $L_{12} = m \cdot R \cdot (T_2 - T_1) [J]$
Lucrul mecanic tehnic	$L_{t_{12}} = 0 [J]$
Variația entalpiei	$H_2 - H_1 = Q_{12} [J]$ $H_2 - H_1 = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) [J]$
Variația energiei interne	$U_2 - U_1 = Q_{12} - L_{12} [J]$ $U_2 - U_1 = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) [J]$
Variația entropiei	$S_2 - S_1 = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \left[\frac{J}{K} \right]$ $S_2 - S_1 = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \left[\frac{J}{K} \right]$

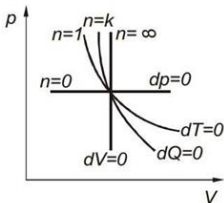
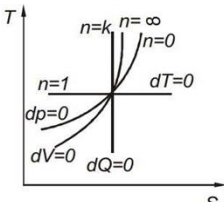
Tabel 4.3 Transformarea izotermă (Legea lui Boyle-Mariotte)

Ecuția transformării	$T = constant \rightarrow p \cdot V = constant$
Exponentul n	$n = 1$
Căldura specifică	$\pm \infty$
Dependența dintre mărimile de stare	$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$ sau $\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1}$
Reprezentarea în diagrama mecanică	
Reprezentarea în diagrama calorică	
Cantitatea de căldură	$Q_{12} = L_{12} = L_{t_{12}} [J]$ $Q_{12} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} [J]$ $Q_{12} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} [J]$ $Q_{12} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} [J]$
Lucrul mecanic exterior	$L_{12} = L_{t_{12}} = Q_{12} [J]$
Lucrul mecanic tehnic	$L_{t_{12}} = L_{12} = Q_{12} [J]$
Variația entalpiei	$H_2 - H_1 = 0 [J]$
Variația energiei interne	$U_2 - U_1 = 0 [J]$
Variația entropiei	$S_2 - S_1 = m \cdot R \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \left[\frac{J}{K} \right]$ $S_2 - S_1 = m \cdot R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \left[\frac{J}{K} \right]$

Tabel 4.4 Transformarea adiabată

Ecuția transformării	$q_{12} = 0$ $p \cdot V^k = \text{constant}$ $T \cdot V^{k-1} = \text{constant}$ $\frac{T}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \text{constant}$
Exponentul n	$n = k = \frac{c_p}{c_v}$
Căldura specifică	0
Dependența dintre mărimile de stare	$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k$ $T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1}$
Reprezentarea în diagrama mecanică	 Destindere Comprimare
Reprezentarea în diagrama calorică	 Destindere Comprimare
Cantitatea de căldură	$Q_{12} = 0 \text{ [J]}$
Lucrul mecanic exterior	$L_{12} = -(U_2 - U_1) \text{ [J]}$ $L_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$ $L_{12} = \frac{m \cdot R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$ $L_{12} = \frac{1}{k-1} \cdot (p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2) \text{ [J]}$ $L_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ [J]}$
Lucrul mecanic tehnic	$L_{t12} = -(H_2 - H_1) \text{ [J]}$ $L_{t12} = \frac{k \cdot m \cdot R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$ $L_{t12} = m \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$ $L_{t12} = k \cdot L_{12} \text{ [J]}$ $L_{t12} = \frac{k \cdot p_1 \cdot V_1}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \text{ [J]}$
Variația entalpiei	$H_2 - H_1 = -L_{t12} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ [J]}$
Variația energiei interne	$U_2 - U_1 = -L_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \text{ [J]}$
Variația entropiei	$S_2 - S_1 = 0 \left[\frac{\text{J}}{\text{K}} \right]$

Tabel 4.5 Transformarea politropă

Ecuția transformării	$p \cdot V^n = \text{constant}$ $T \cdot V^{n-1} = \text{constant}$ $\frac{T}{p^{\frac{n-1}{n}}} = \text{constant}$
Exponentul n	$n = \frac{c_p - c_{pol}}{c_v - c_{pol}}$
Căldura specifică	$c_{pol} = c_v \cdot \frac{n - k}{n - 1}$
Dependența dintre mărimile de stare	$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n$ $T_1 \cdot V_1^{n-1} = T_2 \cdot V_2^{n-1}$
Reprezentarea în diagrama mecanică	
Reprezentarea în diagrama calorică	
Cantitatea de căldură	$Q_{12} = m \cdot \frac{n - k}{n - 1} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \text{ [J]}$ $Q_{12} = \frac{k - n}{k - 1} \cdot L_{12} \text{ [J]}$
Lucrul mecanic exterior	$L_{12} = \frac{1}{n - 1} \cdot (p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2) \text{ [J]}$ $L_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1}{n - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \text{ [J]}$ $L_{12} = \frac{m \cdot R}{n - 1} \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$ $L_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$
Lucrul mecanic tehnic	$L_{t12} = n \cdot L_{12} \text{ [J]}$ $L_{t12} = \frac{n \cdot m \cdot R}{n - 1} \cdot (T_1 - T_2) \text{ [J]}$ $L_{t12} = \frac{n \cdot p_1 \cdot V_1}{n - 1} \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \text{ [J]}$
Variația entropiei	$S_2 - S_1 = m \cdot c_{pol} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \left[\frac{\text{J}}{\text{K}} \right]$

4.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Într-un rezervor se află o cantitate de 21 kg de oxigen. Volumul rezervorului este de 2 m³, iar presiunea la care se află oxigenul este de 8 bar. Care este temperatura oxigenului din rezervor? Se cunoaște constanta de gaz perfect a oxigenului $R = 259.8 \text{ J/kgK}$.

Rezolvare

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \rightarrow T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 2}{21 \cdot 259.8} = 293.3 \text{ K}$$

2. Aerul dintr-un balon ocupă un volum $V_1 = 1.6 \text{ l}$, la presiunea $p_1 = 1.08 \text{ at}$ și la temperatura mediului ambiant. Balonul se scufundă într-un recipient cu apă, la o anumită adâncime, unde presiunea este $p_2 = 1.5 \text{ at}$. În condițiile în care temperatura apei din recipient este aceeași cu temperatura mediului ambiant, care este volumul ocupat de balonul imersat în apă?

Rezolvare

În primă etapă, mărimile se transformă în SI:

$$V_1 = 1.6 \text{ l} = 0.0016 \text{ m}^3$$

$$p_1 = 1.08 \text{ at} = 105912 \text{ Pa}$$

$$p_2 = 1.5 \text{ at} = 148000 \text{ Pa}$$

Aerul din balon, considerat gaz ideal, suferă o transformare izotermă. Aplicându-se legea lui Boyle-Mariotte se obține:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \rightarrow V_2 = \frac{p_1}{p_2} \cdot V_1 = \frac{105912}{148000} \cdot 0.0016 = 0.001145 \text{ m}^3 = 1.145 \text{ l}$$

3. O cantitate de heliu la temperatura de 15°C și presiunea de 200 bar ocupă volumul de 9.1 m³. Să se determine:

- constanta de gaz perfect pentru heliu;
- cantitatea de heliu în kg și kmol;
- densitatea heliului la temperatura și presiunea considerată;
- densitatea heliului la condițiile stării normale;
- căldura specifică la volum, respectiv la presiune constantă a heliului la temperatura de 0°C, dacă exponentul adiabatic este $k = 1.66$.

Rezolvare

a) $M = 4.003 \text{ kg/kmol}$ este masa molară pentru heliu.

Constanta de gaz perfect pentru heliu este:

$$R = \frac{R_M}{M} = \frac{8314.34 \frac{\text{J}}{\text{kmolK}}}{4.003 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 2077.027 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

b) Cantitatea de heliu se determină plecând de la ecuația termică de stare:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \rightarrow m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} = \frac{(200 \cdot 10^5) \cdot 9.1}{2077.027 \cdot 288.15} = 304.095 \text{ kg}$$

$$n = \frac{m}{M} = \frac{304.095 \text{ kg}}{4.003 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 75.966 \text{ kmol}$$

c) Densitatea heliului la temperatura și presiunea considerată se poate determina pornind de la ecuația termică de stare:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \left| \frac{1}{V} \right.$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$p = \frac{m}{V} \cdot R \cdot T$$

$$p = \rho \cdot R \cdot T$$

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{200 \cdot 10^5}{2077.027 \cdot 288.15} = 33.417 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sau putem calcula densitatea direct:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{304.095}{9.1} = 33.417 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{d) } T_N = 273.15 \text{ K}$$

$$p_N = 101325 \text{ Pa}$$

$$V_{MN} = 22.414 \frac{\text{m}_N^3}{\text{kmol}} \text{ sau } 1 \text{ kmol} = 22.414 \text{ m}_N^3$$

Densitatea heliului în condițiile stării normale este:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{101325}{2077.027 \cdot 273.15} = 0.178 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

sau plecând de la volumul normal ocupat de heliu,

$$V_M = n \cdot V_{MN} = 75.966 \cdot 22.414 = 1702.701 \text{ m}_N^3$$

densitatea în condițiile stării normale poate fi determinată astfel:

$$\rho_M = \frac{m}{V_M} = \frac{304.095}{1702.701} = 0.178 \frac{\text{kg}}{\text{m}_N^3}$$

$$\text{e) } R = c_p - c_v$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Căldura specifică la volum constant este:

$$c_v = \frac{R}{k - 1} = \frac{2077.027}{1.66 - 1} = 3147.01 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Căldura specifică la presiune constantă se determină astfel:

$$c_p = \frac{R \cdot k}{k - 1} = \frac{2077.027 \cdot 1.66}{1.66 - 1} = 5224.03 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

sau se poate calcula astfel:

$$c_p = c_v \cdot k = 3147.01 \cdot 1.66 = 5224.03 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

4. În focarul unui cazan se produce un debit volumic de $4.2 \text{ m}^3/\text{s}$ gaze de ardere cu temperatura 1500 K. Gazele străbat elementele cazanului, se răcesc natural și sunt evacuate pe coș cu temperatura de 500 K. Care este debitul volumic de gaze arse evacuate?

Rezolvare

Răcirea are loc la presiune atmosferică constantă a gazelor (transformare izobară):

$$\frac{\dot{V}_1}{T_1} = \frac{\dot{V}_2}{T_2} \Rightarrow \dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 4.2 \cdot \frac{500}{1500} = 1.4 \frac{m^3}{s}$$

5. Într-o sticlă de 2 l se află aer la temperatura de 26 °C și presiunea de 0.98 bar. Sticla este încălzită până când aerul din interior ajunge la presiunea de 1.2 bar. Se cunoaște căldura specifică la volum constant $c_v = 0.85 \text{ kJ/kgK}$ și densitatea aerului $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$. Să se determine:

- Temperatura finală a gazului;
- Lucrul mecanic efectuat;
- Căldura introdusă în aerul din sticlă;
- Variația entropiei.

Rezolvare

În primă etapă, mărimile se transformă în SI:

$$V = 2 \text{ l} = 0.002 \text{ m}^3$$

$$t_1 = 26 \text{ °C} = 299.15 \text{ K}$$

$$p_1 = 0.98 \text{ bar} = 98000 \text{ Pa}$$

$$p_2 = 1.2 \text{ bar} = 120000 \text{ Pa}$$

- Aerul din sticlă suferă o transformare izocoră. Se aplică legea lui Charles:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \rightarrow T_2 = \frac{p_2}{p_1} \cdot T_1 = \frac{120000}{98000} \cdot 299.15 = 366.3 \text{ K} = 93.15 \text{ °C}$$

$$\text{b) } L_{12} = 0$$

$$\text{c) } Q_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) = \rho \cdot V \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) = 1.2 \cdot 0.002 \cdot 0.85 \cdot (366.3 - 299.15) = 0.137 \text{ kJ}$$

$$\text{d) } S_2 - S_1 = m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = \rho \cdot V \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = 1.2 \cdot 0.002 \cdot 0.85 \cdot \ln \frac{366.3}{299.15} = 0.413 \frac{\text{J}}{\text{K}}$$

6. Un rezervor de stocare a hidrogenului care alimentează pila de combustibil a unui automobil are capacitatea de 6 kg. Rezervorul este din material compozit și are presiunea de lucru de 700 bar. Dacă temperatura în rezervor este de 40 °C, cât este densitatea în condițiile din rezervor și volumul de stocare?



Figura 4.1 Rezervor pentru stocarea hidrogenului comprimat pentru Toyota Mirai [19]

Rezolvare

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \rightarrow p = \rho \cdot R \cdot T \rightarrow \rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{700 \cdot 10^5}{\frac{8314}{2} \cdot 313.15} = 53.77 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Volumul de stocare este:

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{6}{53.77} = 0.111 \text{ m}^3 = 111 \text{ l}$$

4.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Aerul (considerat gaz perfect) aflat inițial la presiunea de 1 bar și temperatura de 0 °C, într-un recipient din oțel cu volumul de 0.3 m³, este încălzit timp de 60 minute până când ajunge la temperatura de 50 °C. Temperatura ambiantă este de 30 °C. Calculați presiunea la sfârșitul transformării, cantitatea de căldură schimbată și puterea termică aferentă transformării (se neglijează pierderile de căldură).

2. Ce se întâmplă cu temperatura aerului (considerat gaz perfect), aflat inițial la 1 bar și la temperatura de 0 °C și închis între pereții unui cilindru cu diametrul de 10 cm și un piston, dacă inițial pistonul se găsește la 1 cm de punctul mort interior (poziția limită interioară) și ulterior se deplasează în condiții izobare, până în poziția aflată la 20 cm de punctul mort interior? Durata transformării este de 20 secunde. Calculați temperatura la sfârșitul transformării, cantitatea de căldură schimbată și puterea termică aferentă transformării (se neglijează pierderile de căldură).

3. Într-un cilindru izolat adiabatic, în care se găsește un gaz perfect, se deplasează liber, un piston, cu viteza de 2 m/s. Temperatura inițială a gazului perfect, când pistonul se găsește în punctul mort, este de 700 °C. Să se calculeze cantitatea de căldură schimbată de gazul din cilindru cu exteriorul, în intervalul de timp în care pistonului ajunge în punctul mort exterior, având în vedere că lungimea cursei este de 0.6 m, iar temperatura ambiantă este de 10 °C.

4. O cantitate de gaz perfect aflată în starea inițială dată de presiunea p_1 și volumul V_1 efectuează succesiunea de transformări: comprimare izotermă până la înjumătățirea volumului inițial, izobară până la volumul inițial, izocoră până la presiunea inițială. Se cere: reprezentarea proceselor în coordonate p-V.

5. Într-un cilindru se găsesc 0.003 m³ aer la presiunea de 1 bar, care se comprimă izoterm până la 5 bar. Care este volumul ocupat de aer în starea finală?

6. Într-un rezervor închis se află oxigen la temperatura 250 K și presiunea de 150 bar. Care este presiunea gazului dacă temperatura crește la 320 K?

7. O cantitate de aer ocupă volumul 0.005 m³ la presiunea de 3 bar și temperatura 300 K. Ce volum ocupă cantitatea de aer la presiunea de 15 bar și 600 K ?

8. Un volum de amoniac de 5 m³ aflat inițial la presiunea de 1 bar și temperatura de 30 °C, se comprimă adiabat până la 3 bar, după care se încălzește izocor până când presiunea devine 6 bar, urmată de o destindere adiabată până la volumul inițial și o răcire izocoră până în starea inițială. Se cere:

- Să se traseze ciclul în diagramele p-V și T-s;
- Să se calculeze parametrii de stare în punctele caracteristice ale ciclului;
- Să se determine lucrul mecanic total pe ciclu. Se cunosc: $k = 1.31$ și $R = 488 \text{ J/kgK}$.

9. Un rezervor de stocare de 6000 litri păstrează hidrogenul gazos comprimat la temperatura de 22 °C și presiunea de 500 bar. Masa molară a hidrogenului este 2 kg/kmol. Să se determine densitatea hidrogenului în condițiile date.



Figura 4.2 Rezervor pentru stocare hidrogenului gazos comprimat [20]

CAPITOLUL 5. AER UMED

5.1 NOȚIUNI TEORETICE

Aerul umed este alcătuit din aer uscat și vaporii de apă. În funcție de umiditatea relativă, umiditatea din aer se comportă diferit:

- dacă umiditatea relativă sub 100%, atunci vaporii de apă sunt supraîncălziți, aerul umed fiind nesarurat;
- dacă umiditatea relativă este 100%, atunci vaporii de apă sunt saturați uscați, aerul umed fiind saturat;
- dacă umiditatea relativă este mai mare de 100%, atunci vaporii de apă sunt umezi, aerul umed fiind suprasaturat.

Parametrii caracteristici aerului umed sunt: temperatura, presiunea, umiditatea, entalpia, densitatea, volumul specific și căldura specifică.

Temperatura

În cazul aerului umed, sunt definite mai multe tipuri de temperaturi:

- *Temperatura termometrului uscat* (t_{uscat}) reprezintă temperatura aerului umed, măsurată cu un termometru uzual.
- *Temperatura termometrului umed* (t_{umed}) este temperatura măsurată cu un termometru uzual, care are înfășurat în jurul elementului termosensibil o pânză sau un tifon umezit. Temperatura măsurată cu termometrul umed reprezintă *temperatura de saturație* (t_{sat}).
- *Temperatura punctului de rouă* ($t_{\text{rouă}}$) reprezintă temperatura la care vaporii de apă conținuți în aer ating valoarea de saturație (condensare). Temperatura punctului de rouă este temperatura de saturație a aerului umed, care se răcește la umiditate absolută constantă.

Presiunea

În cazul aerului umed, sunt definite mai multe tipuri de presiuni:

- *Presiunea aerului umed* ($p_{\text{a,um}}$) este presiunea exercitată de amestecul de aer uscat și vaporii de apă, fiind considerată egală cu presiunea barometrică. Presiunea aerului umed (presiunea totală) este suma dintre presiunea parțială a aerului uscat și presiunea parțială a vaporilor de apă.
- *Presiunea parțială a aerului uscat* ($p_{\text{a.us}}$) reprezintă presiunea pe care aerul uscat ar exercita-o, dacă la aceeași temperatură, ar ocupa singur volumul amestecului.
- *Presiunea parțială a vaporilor de apă* ($p_{\text{v.apă}}$) reprezintă presiunea pe care vaporii de apă ar exercita-o, dacă la aceeași temperatură, ar ocupa singur volumul amestecului.
- *Presiunea de saturație* (p_{sat}) este presiunea parțială a vaporilor de apă la starea de saturație.

Umiditatea

În cazul aerului umed, sunt definite 2 tipuri de umiditate:

- *Umiditatea relativă a aerului umed* (φ) este raportul dintre cantitatea de vaporii de apă existentă în aer și cantitatea maximă de vaporii de apă pe care o poate absorbi aerul la aceea temperatură:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{v,apă}}}{\rho_{\text{sat}}} \cong \frac{p_{\text{v,apă}}}{p_{\text{sat}}} [-] \quad (5.1)$$

- *Umiditatea absolută a aerului umed* (x) este raportul dintre masa vaporilor de apă ($m_{\text{v,apă}}$) și masa aerului uscat ($m_{\text{a.us}}$):

$$x = \frac{m_{\text{v,apă}}}{m_{\text{a.us}}} \left[\frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a.us}} \right] \quad (5.2)$$

Entalpia specifică a 1 kg de aer umed (h) este:

$$h = \frac{H_{1+x}}{1+x} = \frac{c_{pa.us} \cdot t_{uscat} + x \cdot (c_{pa.us} \cdot t_{uscat} + 2512)}{1+x} \left[\frac{kJ}{kg \text{ a. um}} \right] \quad (5.3)$$

unde $1+x$ reprezintă faptul că pentru 1 kg de aer uscat corespund x kg vapori de apă.

Densitatea aerului umed se calculează astfel:

$$\rho_{a.um} = \frac{34.83 \cdot p_{a.um} - 13.15 \cdot p_{v,ap\check{a}}}{10^4 \cdot T_{a.um}} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (5.4)$$

Volumul specific al aerului umed devine:

$$v_{a.um} = \frac{1}{\rho_{a.um}} = \frac{10^4 \cdot T_{a.um}}{34.83 \cdot p_{a.um} - 13.15 \cdot p_{v.an\breve{a}}} \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (5.5)$$

Căldura specifică la presiune constantă a aerului umed este:

$$c_p = \frac{c_{pa.us} + x \cdot c_{pv,ap\ddot{a}}}{1 + x} \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \quad (5.6)$$

unde $c_{p.us}$ este căldura specifică medie a aerului uscat între 0 și 50°C, $c_{p.us} = 1.0106 \text{ kJ/kgK}$; $c_{pv.apă}$ este căldura specifică medie a vaporilor de apă între 0 și 75°C, $c_{pv.apă} = 1.866 \text{ kJ/kgK}$.

Diagrama h-x a aerului umed

Cea mai utilizată diagramă pentru studiul transformărilor de stare ale aerului umed este diagrama entalpie – umiditate absolută (h-x). Diagrama Mollier a aerului umed este prezentată în Figura 5.1.

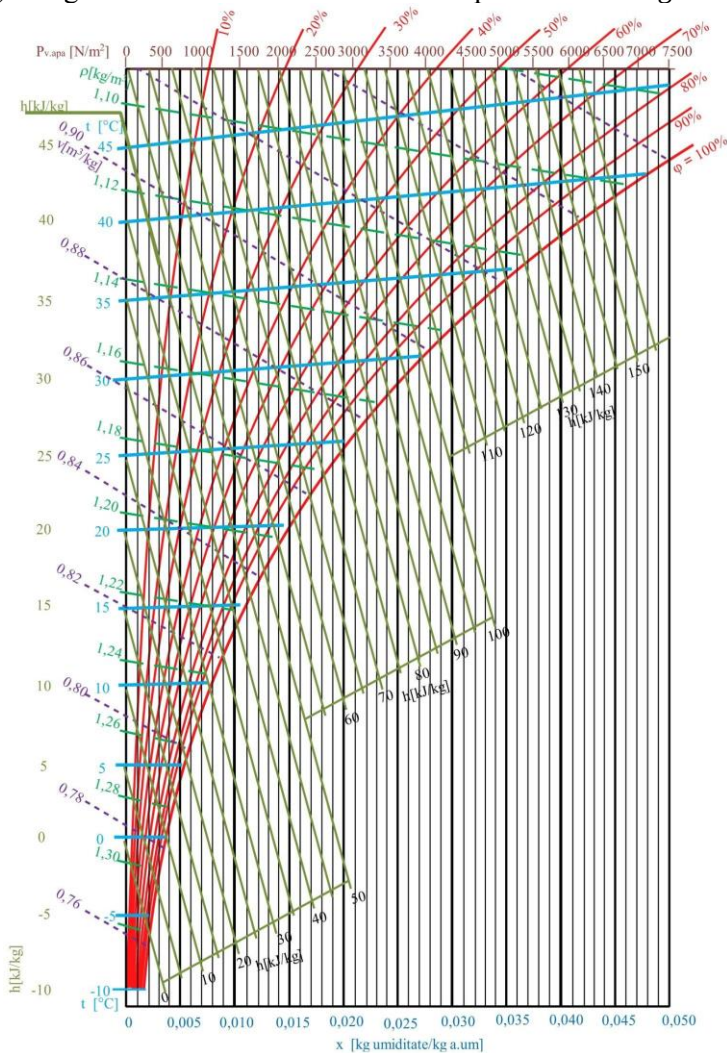


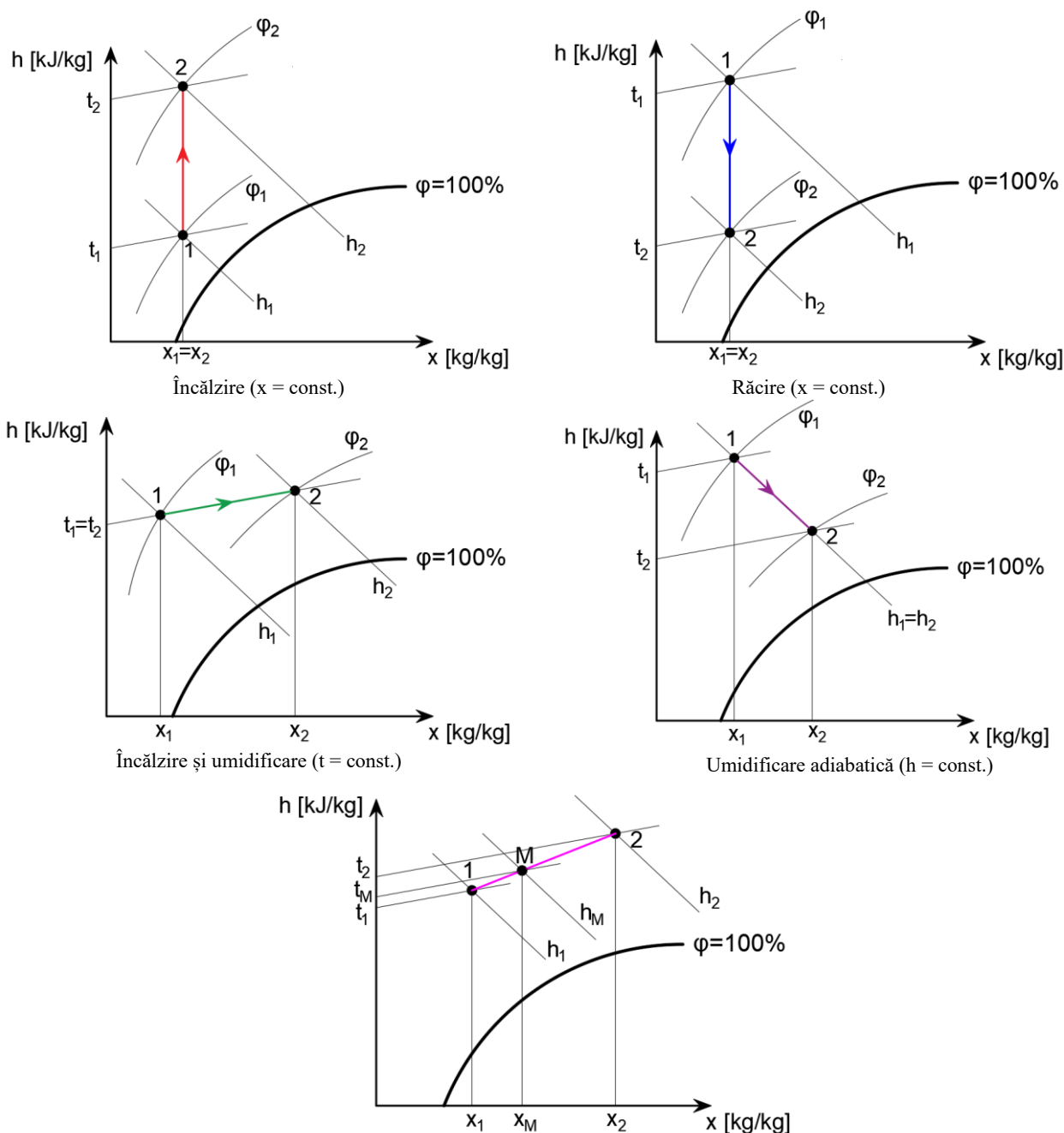
Figura 5.1 Diagrama h-x a aerului umed

Transformări ale aerului umed în diagrama h - x

În sistemele de ventilare-climatizare sau uscare, cele mai frecvente transformări pe care le poate suferi aerul umed sunt:

- Încălzire ($x = \text{const.}$);
- Încălzire și umidificare ($t = \text{const.}$);
- Răcire ($x = \text{const.}$);
- Umidificare adiabatică ($h = \text{const.}$);
- Amestecul a două cantități diferite de aer umed cu stări diferite.

Aceste procese sunt reprezentate în Figura 5.2.



Amestecul a două cantități diferite de aer umed cu stări diferite

Figura 5.2 Transformări ale aerului umed în diagrama h - x

În cazul amestecului a două cantități diferite de aer umed cu stări diferite, parametrii amestecului (punctul M) se determină cu relațiile:

$$x_M = \frac{\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{x_1 + n \cdot x_2}{1 + n} \left[\frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a.us}} \right] \quad (5.7)$$

$$h_M = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{h_1 + n \cdot h_2}{1 + n} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (5.8)$$

unde $\dot{m}_1, \dot{m}_2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ este debitul masic al celor două cantități de aer umed, iar n este raportul de amestec, care este definit astfel:

$$n = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{x_M - x_1}{x_2 - x_M} \quad (5.9)$$

5.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Temperatura aerului dintr-o locuință este 21 °C, iar umiditatea relativă măsoară valoare de 56%. Determinați umiditatea absolută și entalpia specifică unui kg de aer umed.

Rezolvare

Din diagrama h-x a aerului umed rezultă:

$$h = 43.15 \text{ kJ/kg}$$

$$x = 0.00868 \text{ kg um/kg a.us.}$$

2. Determinați temperatura punctului de rouă pentru aerul dintr-o încăpere care este caracterizat de o valoare a umidității relative de 60% și de umiditatea absolută 0.01 kg um/kg a.us.

Rezolvare

Punctul P reprezintă starea aerului umed determinată de umiditatea relativă și umiditatea absolută cunoscute. Pentru determinarea punctului de rouă se trasează o dreaptă de umiditatea absolută constantă până la intersecția curbei de saturație (punctul R). Valoarea temperaturii punctului R este temperatura punctului de rouă.

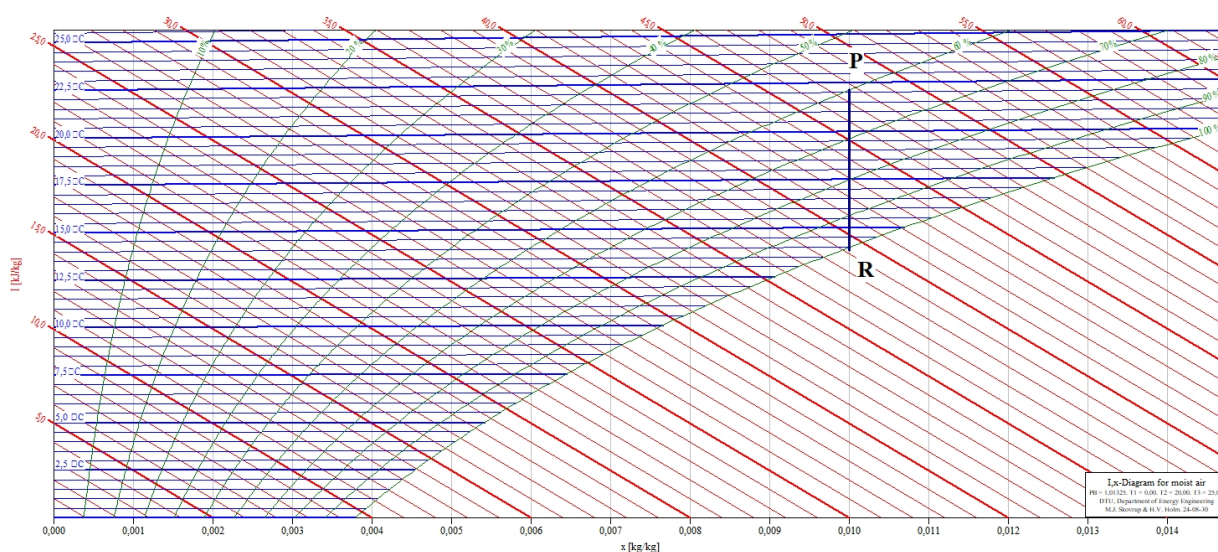


Figura 5.3 Determinarea temperaturii punctului de rouă în diagrama h-x a aerului umed

Temperatura punctului de rouă este $t_{\text{rouă}} = 14.05 \text{ °C}$.

3. Folosind diagrama Mollier a aerului umed, să se determine parametrii lipsă din tabelul de mai jos.

Tabelul 5.1 Parametrii de stare ai aerului umed - enunț

Stare	t_{uscat} [°C]	t_{umed} [°C]	ϕ [%]	x [kg um/kg a.us.]	h [kJ/kg]	$p_{v,\text{apă}}$ [N/m ²]	ρ [kg/m ³]	v [m ³ /kg]
1	24.5		62					
2				0.012	64			
3	35			0.008				
4			46		53			
5	27.5				48			

Rezolvare

Tabelul 5.2 Parametrii de stare ai aerului umed - rezolvare

Stare	t_{uscat} [°C]	t_{umed} [°C]	ϕ [%]	x [kg um/kg a.us.]	h [kJ/kg]	$p_{v,\text{apă}}$ [N/m ²]	ρ [kg/m ³]	v [m ³ /kg]
1	24.5	19.2	62	0.0125	57	1820	1.179	0.862
2	27.5	21.9	37	0.012	64	1740	1.147	0.885
3	35	19.1	21	0.008	55.5	1120	1.14	0.888
4	25.8	18.2	46	0.0104	53	1490	1.174	0.863
5	27.5	16.8	31	0.008	48	1090	1.168	0.865

4. Starea aerului umed dintr-o incinta industrială este caracterizată de temperatura aerului umed $t_{\text{uscat}} = 19.5$ °C, temperatura de saturație adiabată (a termometrului umed) $t_{\text{umed}} = 15.3$ °C și presiunea aerului umed $p_{a,\text{um}} = 0.982$ bar. Să se determine:

- Umiditatea relativă a aerului umed;
- Umiditatea absolută a aerului umed;
- Căldura specifică la presiune constantă;
- Presiunea parțială a vaporilor de apă și presiunea parțială a aerului uscat;
- Densitatea și volumul specific;
- Entalpia specifică a 1 kg de aer umed.

Rezolvare

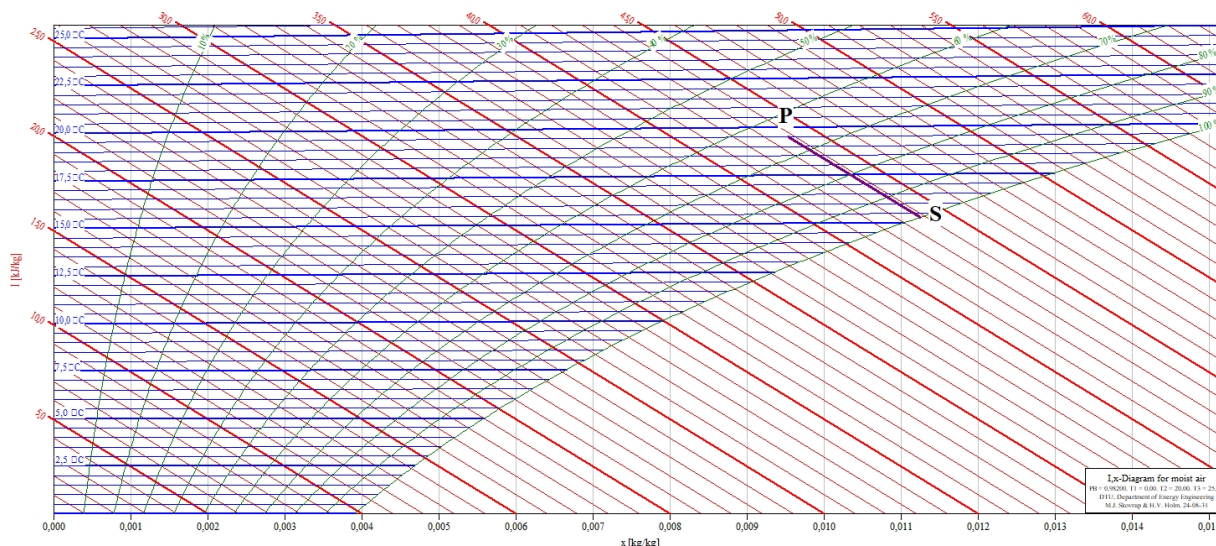


Figura 5.4 Determinarea stării aerului umed în diagrama h-x a aerului umed

Punctul S reprezintă starea de saturație a aerului umed. Plecând din punctul S, menținându-se constantă entalpia, se ajunge în punctul P – starea aerului umed din incinta studiată.

- Umiditatea relativă a aerului umed este: $\phi = 65.35$ %.
- Umiditatea absolută a aerului umed este: $x = 0.00953$ kg um./kg a.us.

c) Căldura specifică a aerului umed se calculează astfel:

$$c_p = \frac{1.0106 + 0.00953 \cdot 1.866}{1 + 0.00953} = 1.01868 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

d) Presiunea parțială a vaporilor de apă este $p_{v,ap\grave{a}} = 1380 \text{ N/m}^2$.

Presiunea parțială a aerului uscat devine:

$$p_{a.us} = p_b - p_{v,ap\grave{a}} = 98200 - 1380 = 96820 \text{ N/m}^2$$

e) Densitatea aerului umed este:

$$\rho_{a.um} = \frac{34.83 \cdot 98200 - 13.15 \cdot 1380}{10^4 \cdot (273.15 + 19.5)} = 1.163 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Volumul specific al aerului umed este

$$v_{a.um} = \frac{1}{\rho_{a.um}} = \frac{1}{1.163} = 0.86 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

f) Entalpia specifică a 1 kg de aer umed este:

$$h = \frac{1.0106 \cdot 19.5 + 0.00953 \cdot (1.0106 \cdot 19.5 + 2512)}{1 + 0.00953} = 43.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg a. um}}$$

5. Centrala de ventilare-climatizare pentru un spațiu comercial funcționează pe întreaga perioadă a anului cu recircularea a 25% din aerul viciat. În perioada de iarnă, pentru evitarea plasării punctului de amestec al aerului în zona de ceață se folosește o baterie de preîncălzire. În condițiile în care starea aerului interior este caracterizată de $t_i = 20^\circ\text{C}$ și $\varphi_i = 50\%$, iar starea aerului exterior este $t_e = -15^\circ\text{C}$ și $\varphi_e = 85\%$, determinați și figurați în diagrama h-x a aerului umed următoarele procese:

- Preîncălzirea aerului din starea aerului exterior E până la temperatură de $t_p = 5^\circ\text{C}$ (starea P);
- Amestecul aerului din starea P cu aerul în starea I;
- Încălzirea aerului din starea de amestec M până în starea B (caracterizată de $t_c = 19.5^\circ\text{C}$);
- Umidificarea adiabatică a aerului din punctul B până în punctul U (caracterizat de $\varphi_U = 100\%$);
- Încălzirea aerului din punctul U până la starea aerului climatizat C ($t_c = 25^\circ\text{C}$).

Pentru fiecare punct caracteristic, marcați într-un tabel parametrii de stare ai aerului umed (temperatură, umiditate relativă, umiditate absolută și entalpie masică).

În Figura 5.5 se prezintă schema centralei de climatizare și procesele suferite de aerul umed în diagrama h-x.

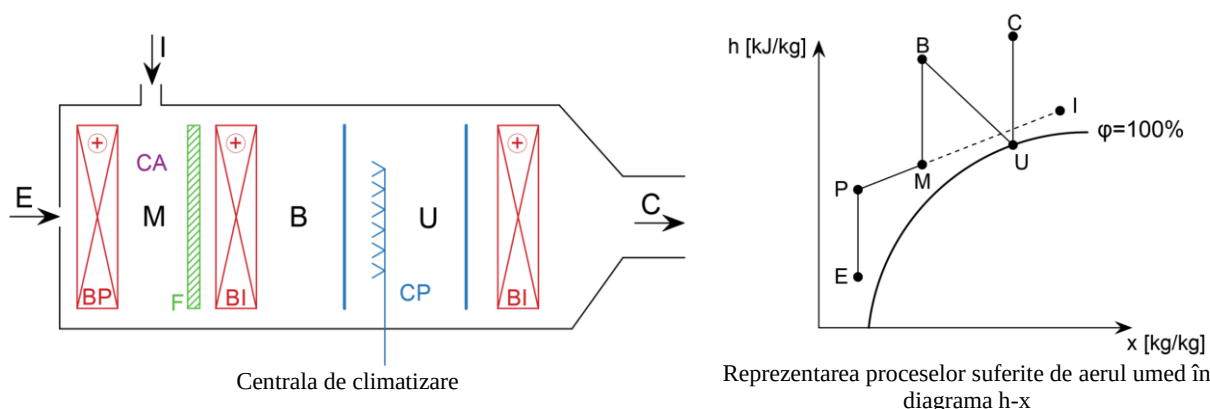


Figura 5.5 Schema centralei de climatizare și procesele suferite de aerul umed în diagrama h-x.

Rezolvare

a) Pentru început se figurează punctul E. Din punctul E se ridică o dreaptă de umiditate absolută constată până la intersecția cu izoterma de 5°C , unde se plasează punctul P.

b) Primul pas constă în marcarea stării I pe diagrama h-x. Apoi se unește cu o linie starea P cu starea

I.

Raportul de amestec este:

$$n = \frac{\dot{m}_{\text{recirculat}}}{\dot{m}_{\text{proaspăt}}} = \frac{0.25 \cdot \dot{m}_T}{(1 - 0.25) \cdot \dot{m}_T} = \frac{0.25}{0.75} = 0.333$$

Pentru a cunoaște poziția punctului M se determină entalpia masică și umiditatea absolută.

$$x_M = \frac{x_P + n \cdot x_I}{1 + n} = \frac{0.00087 + 0.333 \cdot 0.00726}{1 + 0.333} = 0.00247 \frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a. us}}$$

$$h_M = \frac{h_P + n \cdot h_I}{1 + n} = \frac{7.22 + 0.333 \cdot 38.55}{1 + 0.333} = 15.05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

c) Din punctul M se ridică o dreaptă de umiditate absolută constantă până la intersecția cu izoterma de 19.5 °C, unde se marchează punctul B.

d) Din punctul B se trasează o dreaptă de entalpie masică constantă până la intersecția curbei de umiditate relativă de 100%, unde se marchează punctul U.

e) Plecând din punctul U se trasează o dreaptă de umiditate absolută constantă până la intersecția cu izoterma de 25 °C, unde se poziționează punctul C.

În Tabelul 5.3 sunt sintetizați parametri de stare ai aerului umed în punctele caracteristice.

Tabelul 5.3 Parametrii de stare ai aerului umed în punctele caracteristice

Stare aer umed	t [°C]	ϕ [%]	x [kg um/kg a.us.]	h [kJ/kg]
E	-15	85	0.00087	-12.94
I	20	50	0.00726	38.55
P	5	16.28	0.00087	7.22
M	8.79	35.37	0.00247	15.05
B	19.5	17.67	0.00247	25.87
U	8.49	100	0.00689	25.87
C	25	35	0.00689	42.68

Figura 5.6 prezintă procesele din centrala de climatizare în diagrama h-x a aerului umed .

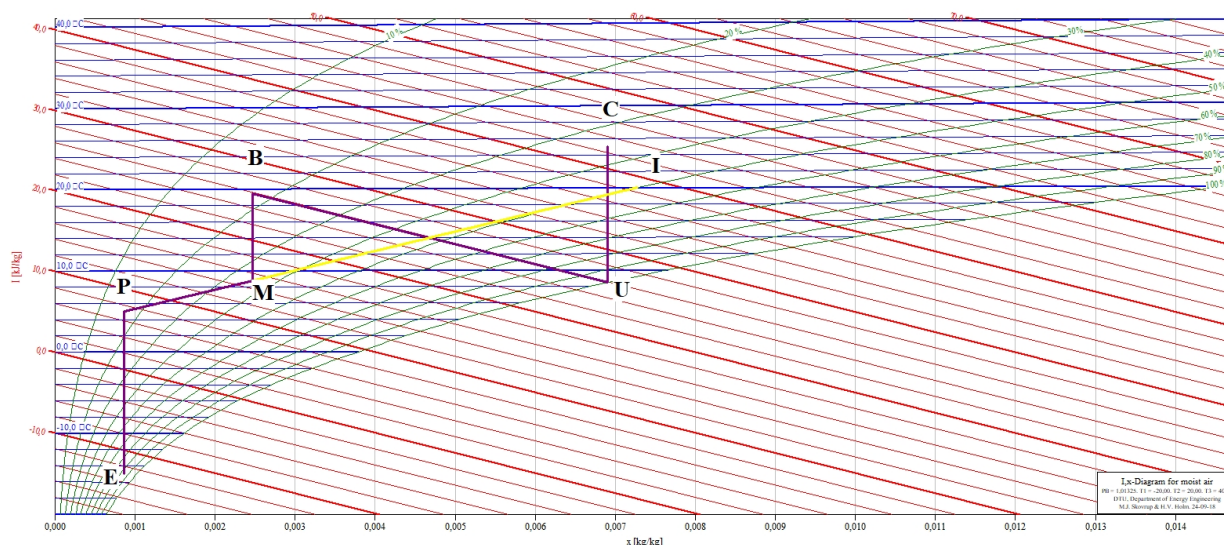


Figura 5.6 Procesele din centrala de climatizare în diagrama h-x a aerului umed

5.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Starea aerului umed este definită de $\phi = 44\%$ și $x = 0.014$ kg um/kg a.us. Determinați temperatura punctului de rouă și temperatura de saturație a aerului umed.

2. Să se determine parametrii de stare ai aerului umed care sunt lipsă în tabelul de mai jos.

Tabelul 5.4 Parametrii de stare ai aerului umed

Stare	t_{uscat} [°C]	t_{umed} [°C]	$t_{\text{rouă}}$ [°C]	ϕ [%]	x [kg um/kg a.us.]	h [kJ/kg]	$p_{v,\text{apă}}$ [N/m ²]	ρ [kg/m ³]	v [m ³ /kg]
1	32.5			42					
2	25				0.011				
3				63		75			
4				51	0.023				
5	34	26							
6	31			92					
7	32		19						
8					0.016	82			
9				84		109			
10	22.5				0.009				

3. Aerul umed din interiorul unui autovehicul se află la temperatura de 16 °C și umiditatea relativă de 73%. În urma încălzirii acestuia, prin menținerea umidității absolute constante, aerul ajunge la temperatura de 22 °C. Pentru cele două stări, determinați umiditatea absolută și entalpia masică.

4. În camera de amestec a unei centrale de climatizare se amestecă aerul provenit din interior, caracterizat de starea I ($t_I = 23$ °C, $\phi_I = 55\%$) și aerul exterior, caracterizat de starea E ($t_E = 32$ °C, $\phi_E = 46\%$). În condițiile recirculării aerului în proporție de 20%, 40%, 60%, 80%, determinați punctul de amestec M.

5. Aerul umed se află în starea A, caracterizată de $t_A = 30$ °C, $\phi_A = 25\%$. În condițiile unui debit de 26 kg/min, aerul umed poate suferi 3 procese:

- răcire ($x = \text{const.}$) până la $\phi_1 = 25\%$ (procesul A-1)
- încălzire și umidificare ($t = \text{const.}$) până la $h_2 = 65$ kJ/kg (procesul A-2)
- umidificare adiabatică ($h = \text{const.}$) până la $x_3 = 0.0145$ kg um/kg a.us. (procesul A-3)

Analizați care dintre procesele enumerate mai sus este cel mai mare consumator de energie.

CAPITOLUL 6. APLICAȚII ALE PRINCIPIULUI I AL TERMODINAMICII

6.1 NOȚIUNI TEORETICE

Principiul I al termodinamicii evidențiază aspectul cantitativ al unui sistem izolat, energia se conservă indiferent de transformările care au loc în interior. Formele de manifestare a schimbului de energie din categoria energiei de transmitere sunt lucrul mecanic și căldura.

Lucrul mecanic este o formă ordonată de transmitere a energiei, în urma unei interacțiuni mecanice între sistem și mediul exterior, astfel că el se poate transforma integral într-o altă formă de energie. Lucrul mecanic se poate întâlni sub următoarele forme: lucru mecanic de dilatare, lucru mecanic de dislocare și lucru mecanic tehnic.

Căldura este o formă neordonată de transfer de energie internă, ca urmare a unei interacțiuni termice, fiind caracterizată prin existența mișcării termice. Căldura are caracter tranzitoriu și se manifestă numai pe durata schimbului de energie.

Căldura sensibilă Q_s [kJ] este cantitatea de căldură care determină variația temperaturii corpurilor și se determină cu relația:

$$Q_s = m \cdot c \cdot \Delta t \text{ [kJ]} \quad (6.1)$$

unde m [kg] este cantitatea de substanță, c [kJ/kgK] este căldura specifică, iar Δt [K] este variația de temperatură.

Căldura latentă (Q_l [kJ]) este cantitatea de căldură schimbată în timpul transformării de fază (a stării de agregare) și se determină cu relația:

$$Q_l = m \cdot l \text{ [kJ]} \quad (6.2)$$

unde m [kg] este cantitatea de substanță, iar l [kJ/kg] este căldura latentă specifică.

6.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Se consideră că o persoană utilizează zilnic 50 l de apă caldă, la temperatura de 45 °C. Temperatura apei reci disponibile este de 10 °C. Apa caldă este preparată într-un rezervor de acumulare, cu ajutorul unei rezistențe electrice, pe timpul nopții, în timp de 8 h, pentru a se beneficia de tariful mai redus al energiei electrice din această perioadă. Să se determine puterea necesară a rezistenței electrice, pentru prepararea apei calde necesare unei familii compuse din 4 persoane. Temperatura ambiantă este de 20 °C, iar presiunea atmosferică este 1 bar.

Rezolvare

$$t_{\text{acm}} = 45^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ar}} = 10^\circ\text{C}$$

$$\tau = 8 \text{ h}$$

$$n_p = 4 \text{ persoane}$$

$$c_{p,\text{apă}} = 4.19 \text{ kJ/kgK}$$

$$V_{\text{acm},1} = 50 \text{ l} = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\rho_{\text{apă}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Masa de apă pentru $n_p = 4$ persoane este:

$$m_{\text{acm}} = V_{\text{acm},1} \cdot \rho_{\text{apă}} \cdot n_p = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4 = 200 \text{ kg}$$

Căldura necesară pentru încălzirea cantității de apă pentru 4 persoane este:

$$Q_{\text{acm}} = m_{\text{acm}} \cdot c_{p,\text{apă}} \cdot \Delta t = m_{\text{acm}} \cdot c_{p,\text{apă}} \cdot (t_{\text{acm}} - t_{\text{ar}}) = 200 \text{ kg} \cdot 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (45 - 10) \text{ K} \\ = 29330 \text{ kJ}$$

Puterea necesară a rezistenței electrice este:

$$P_{\text{rez,el}} = \frac{Q_{\text{acm}}}{\tau} = \frac{29330 \text{ kJ}}{8 \cdot 3600 \text{ s}} = 1.01 \text{ kW}$$

2. Se consideră că un cazan mural încălzește 10 l/min de apă, de la 10°C la 45°C. Să se calculeze puterea termică a cazanului, având în vedere că temperatura interioară este de 20 °C, iar temperatura exterioară este de 0 °C.

Rezolvare

$$t_{\text{acm}} = 45^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ar}} = 10^\circ\text{C}$$

$$c_{p,\text{apă}} = 4.19 \text{ kJ/kgK}$$

$$V_{\text{acm},1} = 10 \text{ l} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\rho_{\text{apă}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{\text{acm}} = V_{\text{acm}} \cdot \rho_{\text{apă}} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 10 \text{ kg}$$

$$\dot{m} = 10 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 10 \frac{\text{kg}}{\text{min}} = 0.1666 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Masa de apă este:

$$m_{\text{acm}} = V_{\text{acm}} \cdot \rho_{\text{apă}} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 10 \text{ kg}$$

Puterea termică a cazanului devine:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot c_{p,\text{apă}} \cdot (t_{\text{acm}} - t_{\text{ar}}) = 0.1666 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (45 - 10) \text{ K} = 24.43 \text{ kW}$$

3. O locuință fără etaj cu suprafața de 100 m², are nevoie de un sistem de încălzire cu puterea termică de 10 kW. Ce debit de apă trebuie să circule prin fiecare din cele 3 circuite de încălzire independente, considerând că fiecare circuit asigură aceeași putere termică, iar apa din acestea are regimul termic: 80°C pe tur și 60°C pe retur. Temperatura interioară este de 20 °C, iar temperatura aerului exterior este de 0 °C.

Rezolvare

$$\dot{Q}_{\text{nec}} = 10 \text{ kW} = 10000 \text{ W}$$

$$c_{p,\text{apă}} = 4.19 \text{ kJ/kgK} = 4190 \text{ J/kgK}$$

$$t_{\text{tur}} = 80^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{retur}} = 60^\circ\text{C}$$

Debitul total de apă este:

$$\dot{m}_{\text{tot}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nec}}}{c_{p,\text{apă}} \cdot \Delta t} = \frac{\dot{Q}_{\text{nec}}}{c_{p,\text{apă}} \cdot (t_{\text{tur}} - t_{\text{retur}})} = \frac{10000 \text{ W}}{4190 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (80 - 60) \text{ K}} = 0.1193 \text{ kg/s}$$

Debitul de apă pe un circuit este:

$$\dot{m}_{1\text{circ}} = \frac{\dot{m}_{\text{tot}}}{3} = \frac{0.1193 \text{ kg/s}}{3} = 0.03976 \text{ kg/s}$$

Din definiția densității se exprimă debitul volumic astfel:

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Debitul volumic pentru un circuit este:

$$\dot{V}_{1\text{circ}} = \frac{\dot{m}_{1\text{circ}}}{\rho} = \frac{0.03976 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 39 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4. În cât timp se poate realiza încălzirea apei dintr-o piscină, având dimensiunile: 15 x 5 x 1.5 m, dacă se dispune în acest scop de un cazan mural care funcționează cu gaz metan și are puterea termică de 24 kW. Se consideră că apa are inițial 15°C și trebuie încălzită până la 25°C. Temperatura ambiantă este de 20 °C.

Rezolvare

$$c_{p,\text{apă}} = 4.19 \text{ kJ/kgK} = 4190 \text{ J/kgK}$$

$$V = L \cdot l \cdot h = 15 \text{ m} \cdot 5 \text{ m} \cdot 1.5 \text{ m} = 112.5 \text{ m}^3$$

$$\dot{Q}_c = 24 \text{ kW} = 24000 \text{ W}$$

$$t_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_f = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{apă}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Din definiția densității se exprimă masa astfel:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 112.5 \text{ m}^3 = 112500 \text{ kg}$$

Căldura necesară pentru încălzirea apei este:

$$Q_c = m \cdot c_{p,\text{apă}} \cdot (t_f - t_i) = 112500 \text{ kg} \cdot 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (25 - 15) \text{ K} = 4713750 \text{ kJ}$$

Timpul în care se poate realiza încălzirea apei este:

$$\tau = \frac{Q_c}{\dot{Q}_c} = \frac{4713750 \text{ kJ}}{24 \text{ kW}} = 196406 \text{ s} = 54.55 \text{ h}$$

5. În cât timp se poate realiza încălzirea apei dintr-o piscină, având dimensiunile: 10 x 5 x 1.5 m, dacă se dispune în acest scop de o pompă de căldură, care absoarbe o putere electrică de 2.5 kW și are valoarea COP de 4. Se consideră că apa are inițial 15°C și trebuie încălzită până la 25°C. Pompa de căldură este de tip aer-apă, iar temperatura aerului ambiant este de 20 °C.

Rezolvare

$$c_{p,\text{apă}} = 4.19 \text{ kJ/kgK} = 4190 \text{ J/kgK}$$

$$V = L \cdot l \cdot h = 15 \text{ m} \cdot 5 \text{ m} \cdot 1.5 \text{ m} = 112.5 \text{ m}^3$$

$$t_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_f = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{apa}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Din definiția densității se exprimă masa astfel:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 112.5 \text{ m}^3 = 112500 \text{ kg}$$

$$\text{COP} = 4$$

$$P_e = 2.5 \text{ kW}$$

COP-ul pompei de căldură este exprimat astfel:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{P_e}$$

Puterea termică a condensatorului este:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \text{COP} \cdot P_e = 4 \cdot 2.5 \text{ kW} = 10 \text{ kW}$$

Căldura necesară pentru încălzirea apei este:

$$Q_c = m \cdot c_{p,apă} \cdot (t_f - t_i) = 112500 \text{ kg} \cdot 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (25 - 15) \text{ K} = 4713750 \text{ kJ}$$

Timpul în care se poate realiza încălzirea apei este:

$$\tau = \frac{Q_c}{\dot{Q}_{\text{cond}}} = \frac{4713750 \text{ kJ}}{10 \text{ kW}} = 471375 \text{ s} = 130.93 \text{ h}$$

6. Un autovehicul se deplasează pe o distanță de 30 de km cu viteza de 120 km/h. Dimensiunile constructive ale autoturismului sunt: lățime $l = 1.83 \text{ m}$, înălțime $h = 1.43 \text{ m}$, iar masa acestuia este 1.48 tone. Se cunosc următorii parametri:

- densitatea aerului $\rho_{\text{aer}} = 1.18 \text{ kg/m}^3$;
- coeficientul de frecare cu aerul $c_{fa} = 0.27$;
- coeficientul de frecare la rostogolire $\mu = 0.035$;

Determinați lucrul mecanic efectuat de forța de tracțiune pe distanța considerată.

Rezolvare

Pentru simplificare se consideră că proiecția suprafeței pe direcția de deplasare este:

$$A = 0.75 \cdot l \cdot h = 0.75 \cdot 1.83 \cdot 1.43 = 1.962 \text{ m}^2$$

Forța de tracțiune este egală cu suma dintre forța de frecare la rostogolirea roților pe asfalt și forța de frânare datorată rezistenței aerului:

$$F_t = F_f + F_r = \mu \cdot m \cdot g + c_{fa} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot A = 0.035 \cdot 1480 \cdot 9.81 + 0.27 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1.18 \cdot 33.33^2 \cdot 1.962 = 855.36 \text{ N}$$

În relația de mai sus, semnificația mărimilor este următoarea: μ [-] este coeficientul de frecare la rostogolire, m [kg] este masa autovehiculului, g este accelerația gravitațională, c_{fa} [-] este coeficientul de frecare cu aerul, ρ [kg/m³] este densitatea aerului, w [m/s] este viteza aerului (considerată egală cu viteza automobilului), iar A [m²] este proiecția suprafeței, pe direcția de curgere a aerului.

Lucru mecanic efectuat de forța de tracțiune pe distanța de 30 km este:

$$L_{ft} = F_t \cdot d = 855.36 \cdot 30000 = 25.66 \text{ MJ}$$

6.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Să se exprime în SI, valoarea puterii termice pe care o asigură un aparat pentru condiționarea aerului de 9000 b.t.u./h, care funcționează timp de 2 ore.

Obs.: *British Thermal Unit (b.t.u.)* este o unitate britanică de măsură pentru căldură și reprezintă cantitatea de căldură necesară pentru încălzirea unei cantități de apă egală cu o livră (1 pound), cu 1 grad Fahrenheit. O livră = 0.453 kg ; 1°F = 5/9 °C.

2. Calculați puterea termică dezvoltată prin arderea combustibilului în cilindrii unui motor cu ardere internă, dacă puterea mecanică dezvoltată de motor este de 75 kW, viteza de deplasare este de 100 km/h, temperatura maximă din interiorul cilindrului este de 800 °C, temperatura aerului ambiant este de 20 °C, iar randamentul termic al motorului este de 35 %.

3. Să se scrie relația de calcul pentru lucrul mecanic efectuat de forța de tracțiune a unui autoturism cu masa de 1 tonă, care funcționează cu benzină, considerând că acesta se deplasează în vid, cu frecare, pe distanța de 1 km, cu viteza de 80 km/h. Coeficientul de frecare la rostogolire are valoarea 0.03, iar temperatura ambiantă este de 20 °C.

4. Să se determine puterea termică necesară pentru a încălzi în 6 ore o cantitate de apă de 50 litri, de la 10°C până la 60°C, dacă temperatura spațiului este de 25 °C, iar temperatura ambiantă este de -10 °C.

5. Se consideră că un automobil, având masa de 1 tonă, se deplasează rectiliniu uniform, pe o autostradă, cu viteză de 100 km/h. Valoarea coeficientului de frecare la rostogolire este 0.03. Să se determine puterea dezvoltată de motorul automobilului, care funcționează cu benzină, considerând că forța de frecare cu aerul este cu 20% mai mare decât forța de frecare la rostogolire și că randamentul transmisiei mecanice este de 95%. Temperatura aerului aspirat de motor este de 20 °C, iar temperatura maximă în interiorul cilindrului este de 900 °C.

6. Să se determine cantitatea de căldură necesară pentru prepararea apei calde consumate timp de un an (365 zile) de o persoană, considerând că aceasta consumă zilnic 50 l apă caldă și că în procesul de preparare se utilizează un cazan mural cu puterea termică de 24 kW, iar apa este încălzită de la 10 °C la 40 °C. Să se exprime rezultatul atât în kJ/an/persoană, cât și în kWh/an/persoană.

CAPITOLUL 7. VAPORI

7.1 NOȚIUNI TEORETICE

A. Procesul de vaporizare

Variația temperaturii unui agent în timpul procesului de vaporizare la presiune constantă este prezentată în Figura 7.1

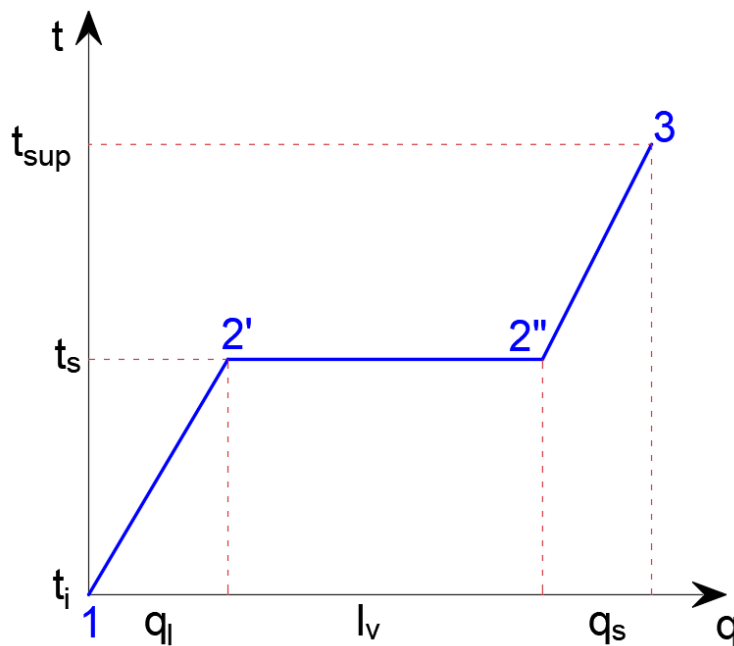


Figura 7.1 Variația temperaturii unui agent în timpul procesului de vaporizare

În timpul procesului de vaporizare (Figura 7.1) transformările suferite de agentul termic sunt:

I. 1 – 2': Lichid - lichid saturat; încălzirea lichidului de la temperatura inițială t_i până la temperatura de saturație (fierbere) t_s ($p=ct.$).

II. 2' – 2'': lichid saturat - amestec de lichid+vapori - vapori saturați; vaporizarea propriu-zisă – până când ultima picătură de lichid se transformă în vapori ($p=ct$ și $t=ct$).

Titlul vaporilor se determină cu relația:

$$x = \frac{m_v}{m_a} \quad (7.1)$$

unde: m_v [kg] este masa vaporilor din amestec, iar m_a [kg] este masa amestecului.

III. 2'' – 3: vapori saturați - vapori supraîncălziți; supraîncălzirea vaporilor saturați ($p=ct$) până la o temperatură finală t_{sup} .

B. Determinarea mărimilor de stare ale vaporilor

Lichid + Vaporii supraîncălziți

Tabelul 7.1 prezintă mărimile de stare ale lichidului și ale vaporilor supraîncălziți în funcție de temperatură și presiune.

Tabel 7.1 Mărimile de stare ale lichidului și ale vaporilor supraîncălziți în funcție de temperatură și presiune

p [bar]	1 t _s = 99.64 °C				2 t _s = 120.23 °C				3 t _s = 133.54 °C			
	v	h	s	c _p	v	h	s	c _p	v	h	s	c _p
t [°C]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]
0	0.0010001	0.1	0.0000	-	0.0010000	0.2	0.0000	-	0.00100	0.04	0	-
10	0.0010003	42.0	0.1511	-	0.0010002	42.1	0.1511	-	0.0010005	42.07	0.151	4.141
20	0.0010018	83.9	0.2964	-	0.0010017	84.0	0.2964	-	0.0010021	84.04	0.297	4.188
30	0.0010044	125.7	0.4363	-	0.0010043	125.8	0.4363	-	0.0010047	125.84	0.437	4.22
40	0.0010079	167.5	0.5715	-	0.0010078	167.7	0.5716	-	0.0010081	167.58	0.572	4.225
50	0.0010121	209.3	0.7031	4.17	0.0010120	209.4	0.7033	4.17	0.0010122	209.32	0.704	4.220
60	0.0010171	251.1	0.8307	4.18	0.0010170	251.2	0.8307	4.18	0.0010172	251.12	0.831	4.210
70	0.0010227	293.0	0.9546	4.19	0.0010227	293.1	0.9546	4.19	0.0010227	292.97	0.955	4.200
80	0.0010289	334.9	1.0748	4.19	0.0010289	335.0	1.0748	4.19	0.0010290	334.89	1.075	4.193
90	0.0010359	376.8	1.1924	4.20	0.0010358	376.9	1.1924	4.20	0.0010360	376.80	1.192	4.191
100	1.695	2676	7.361	2.09	0.0010434	419.0	1.3067	4.22	0.0010435	418.89	1.306	4.196
110	1.746	2697	7.414	2.06	0.0010515	461.3	1.4181	4.23	0.0010517	461.14	1.418	4.208
120	1.795	2717	7.465	2.03	0.0010603	503.7	1.5269	4.25	0.0010605	503.85	1.528	4.226
130	1.842	2737	7.514	2.01	0.9108	2728	7.177	2.14	0.0010700	546.01	1.634	4.252
140	1.889	2757	7.562	1.99	0.9357	2749	7.227	2.10	0.6168	2738.99	7.026	2.171
150	1.937	2776	7.608	1.98	0.9603	2769	7.276	2.07	0.6338	2760.9	7.078	2.141
160	1.984	2796	7.654	1.97	0.9840	2790	7.324	2.04	0.6506	2781.97	7.127	2.117
170	2.031	2816	7.699	1.97	1.008	2810	7.370	2.02	0.6672	2803.05	7.175	2.096
180	2.078	2835	7.743	1.96	1.032	2830	7.415	2.01	0.6836	2824.13	7.222	2.080
190	2.125	2855	7.786	1.96	1.056	2850	7.458	2.00	0.7000	2844.79	7.268	2.066

Lichid saturat + vaporii saturați

Mărimile de stare ale lichidului saturat și ale vaporilor saturați sunt date în tabele în funcție de temperatură (Tabelele 7.2 și 7.3) sau presiune (Tabelul 7.4).

Tabel 7.2 Mărimile de stare ale lichidului saturat și ale vaporilor saturați în funcție de temperatură

t	p	v'	v''	h'	h''	s'	s''	r _v
[°C]	[bar]	[m ³ /kg]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]
75	0.386	1.0258	4.13117	314.88	2634.96	1.0181	7.6821	2320.07
76	0.402	1.0265	3.97294	319.08	2636.64	1.0301	7.6678	2317.56
77	0.419	1.0271	3.82176	323.28	2638.32	1.0421	7.6537	2315.04
78	0.437	1.0278	3.67728	327.47	2640.00	1.0541	7.6397	2312.53
79	0.455	1.0284	3.53917	331.66	2641.67	1.0660	7.6257	2310.00
80	0.474	1.0291	3.40710	335.86	2643.33	1.0779	7.6119	2307.48
81	0.493	1.0297	3.28077	340.05	2645.00	1.0897	7.5981	2304.95
82	0.514	1.0304	3.15992	344.24	2646.66	1.1016	7.5845	2302.41
83	0.534	1.0311	3.04425	348.44	2648.31	1.1133	7.5709	2299.87
84	0.556	1.0318	2.93354	352.63	2649.96	1.1251	7.5575	2297.33
85	0.578	1.0325	2.82753	356.82	2651.61	1.1368	7.5441	2294.79
86	0.601	1.0332	2.72599	361.01	2653.25	1.1485	7.5309	2292.24
87	0.625	1.0339	2.62872	365.20	2654.88	1.1601	7.5177	2289.68
88	0.650	1.0346	2.53552	369.39	2656.52	1.1717	7.5046	2287.12
89	0.675	1.0353	2.44618	373.58	2658.14	1.1833	7.4916	2284.56
90	0.701	1.0360	2.36052	377.78	2659.77	1.1949	7.4787	2281.99
91	0.728	1.0367	2.27839	381.97	2661.38	1.2064	7.4659	2279.42
92	0.756	1.0375	2.19960	386.16	2663.00	1.2179	7.4532	2276.84
93	0.785	1.0382	2.12401	390.35	2664.61	1.2293	7.4406	2274.26
94	0.815	1.0390	2.05146	394.54	2666.21	1.2408	7.4281	2271.67
95	0.846	1.0397	1.98183	398.74	2667.81	1.2521	7.4156	2269.07
96	0.877	1.0405	1.91497	402.93	2669.40	1.2635	7.4032	2266.47
97	0.910	1.0412	1.85076	407.12	2670.99	1.2748	7.3909	2263.87
98	0.943	1.0420	1.78908	411.32	2672.57	1.2862	7.3787	2261.26
99	0.978	1.0428	1.72982	415.51	2674.15	1.2974	7.3666	2258.64
100	1.013	1.0436	1.67287	419.71	2675.72	1.3087	7.3546	2256.02

Tabel 7.3 Mărimile de stare ale lichidului saturat și ale vaporilor saturați în funcție de temperatură

t °C	p bar	v _l dm ³ /kg	v _g m ³ /kg	h _l kJ/kg	h _g kJ/kg	R kJ/kg	s _l kJ/(kg K)	s _g kJ/(kg K)
0.00	0.0061	0.9999	206.19903	-333.53	2501.01	2834.54	-1.2212	9.1560
20.00	0.0234	1.0022	57.79418	82.87	2537.74	2454.87	0.2928	8.6669
40.00	0.0738	1.0081	19.52260	167.46	2573.94	2406.48	0.5719	8.2566
60.00	0.1994	1.0172	7.67058	251.84	2609.27	2357.42	0.8331	7.9092
80.00	0.4739	1.0291	3.40710	335.86	2643.33	2307.48	1.0779	7.6119
100.00	1.0135	1.0436	1.67287	419.71	2675.72	2256.02	1.3087	7.3546
120.00	1.9853	1.0606	0.89184	503.89	2705.98	2202.08	1.5282	7.1293
140.00	3.6129	1.0801	0.50884	588.95	2733.54	2144.59	1.7388	6.9296
160.00	6.1782	1.1024	0.30705	675.30	2757.76	2082.46	1.9422	6.7499
180.00	10.0213	1.1276	0.19404	763.18	2777.84	2014.66	2.1395	6.5854
200.00	15.5380	1.1565	0.12735	852.74	2792.85	1940.12	2.3315	6.4320
220.00	23.1776	1.1899	0.08618	944.19	2801.78	1857.59	2.5190	6.2857
240.00	33.4419	1.2289	0.05976	1037.81	2803.49	1765.68	2.7026	6.1434
260.00	46.8850	1.2755	0.04220	1134.85	2796.56	1661.71	2.8849	6.0017
280.00	64.1157	1.3324	0.03017	1236.52	2779.21	1542.68	3.0679	5.8568
300.00	85.8086	1.4042	0.02167	1344.63	2748.62	1403.98	3.2546	5.7042
320.00	112.7368	1.4993	0.01549	1461.80	2699.76	1237.96	3.4488	5.5359
340.00	145.8570	1.6375	0.01080	1593.58	2621.68	1028.11	3.6586	5.3354
360.00	186.5066	1.8944	0.00695	1760.77	2480.71	719.94	3.9153	5.0523
374.14	220.8900	3.1550	0.00315	2099.04	2099.04	0.00	4.4297	4.4297

Tabel 7.4 Mărimile de stare ale lichidului saturat și ale vaporilor saturați în funcție de presiune

p [bar]	t [°C]	v' [m ³ /kg]	v'' [m ³ /kg]	h' [kJ/kg]	h'' [kJ/kg]	s' [kJ/kgK]	s'' [kJ/kgK]	r _v [kJ/kg]
0.10	45.8	0.00104	14.68017	191.96	2584.29	0.6494	8.15	2392.33
0.20	60.1	0.0010172	7.63735	252.26	2609.44	0.8343	7.9076	2357.18
0.30	69.1	0.0010223	5.22999	290.11	2624.95	0.9464	7.7684	2334.83
0.40	75.9	0.0010264	3.98844	318.66	2636.47	1.0289	7.6693	2317.81
0.50	81.35	0.0010299	3.239	340.6	2645	1.091	7.593	2304
0.60	85.95	0.001033	2.732	360	2653	1.1453	7.531	2293
0.70	89.97	0.0010359	2.364	376.8	2660	1.1918	7.497	2283
0.80	93.52	0.0010385	2.087	391.8	2665	1.233	7.434	2273
0.90	96.72	0.0010409	1.869	405.3	2670	1.2696	7.394	2265
1.00	99.64	0.0010432	1.694	417.4	2675	1.3026	7.36	2258
1.25	105.99	0.0010484	1.37425	444.9	2685.05	1.3756	7.2839	2240.14
1.50	111.38	0.0010527	1.159	467.2	2693	1.4336	7.223	2226
1.75	116.08	0.0010571	1.00245	487.42	2700.27	1.4861	7.171	2212.85
2.00	120.23	0.0010605	0.8854	504.8	2707	1.5303	7.127	2202
2.50	127.43	0.0010675	0.7194	535.42	2716.58	1.6074	7.0521	2181.18
3.00	133.54	0.0010736	0.60474	561.39	2724.98	1.6716	6.9916	2163.58
3.50	138.89	0.001079	0.5239	584.32	2732.23	1.7272	6.9403	2147.92
4.00	143.63	0.001084	0.46208	604.62	2738.23	1.7765	6.8955	2133.61
4.50	147.94	0.0010886	0.411382	623.05	2743.51	1.8203	6.8561	2120.6
5.00	151.87	0.001093	0.37489	639.96	2748.36	1.8601	6.821	2108.38

Amestec de lichid+Vapori (vapori umezi)

Mărimile de stare ale **vaporilor umezi**, fiind dependente de conținutul de vapori (x) din amestec se determină cu relațiile:

$$v = (1 - x)v' + xv'' = (1 - x)v_l + xv_g \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (7.2)$$

$$h = (1 - x)h' + xh'' = (1 - x)h_l + xh_g = h' + xr_v \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (7.3)$$

$$u = (1 - x)u' + xu'' = h - pv \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (7.4)$$

$$s = (1 - x)s' + xs'' = s' + x \frac{r_v}{T_s} \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \quad (7.5)$$

Titlul vaporilor se determină cu relația:

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} = \frac{h - h'}{h'' - h'} = \frac{u - u'}{u'' - u'} = \frac{s - s'}{s'' - s'} \quad (7.6)$$

C. Diagramele vaporilor

În continuare sunt redată diagramele vaporilor utilizate în practica inginerescă: T-s (Figura 7.2), h-s (Figura 7.3), T-v (Figura 7.4), logp-h (Figura 7.5).

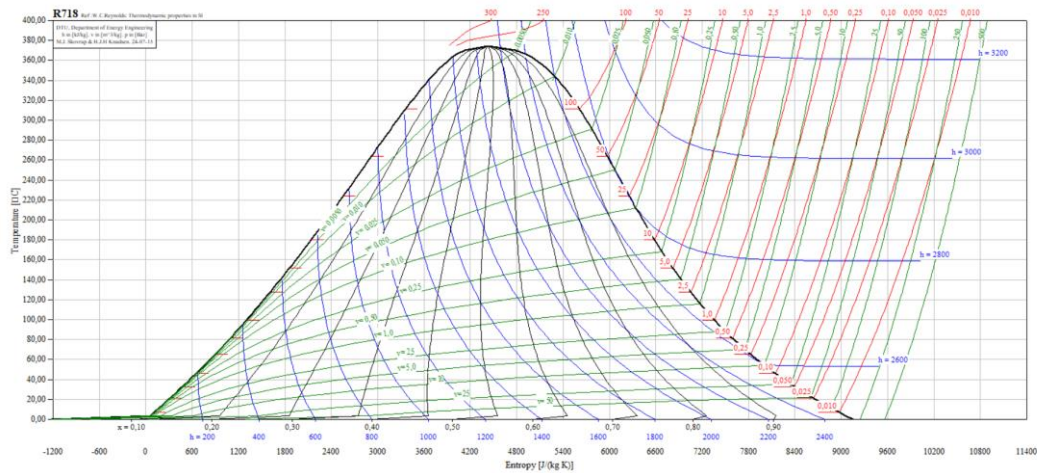


Figura 7.2 Diagrama T-s pentru apă

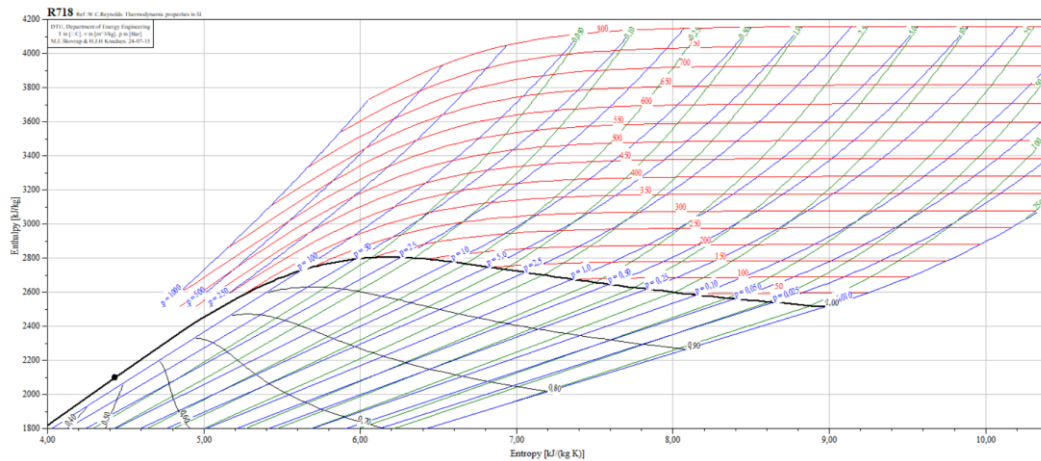


Figura 7.3 Diagrama h-s pentru apă

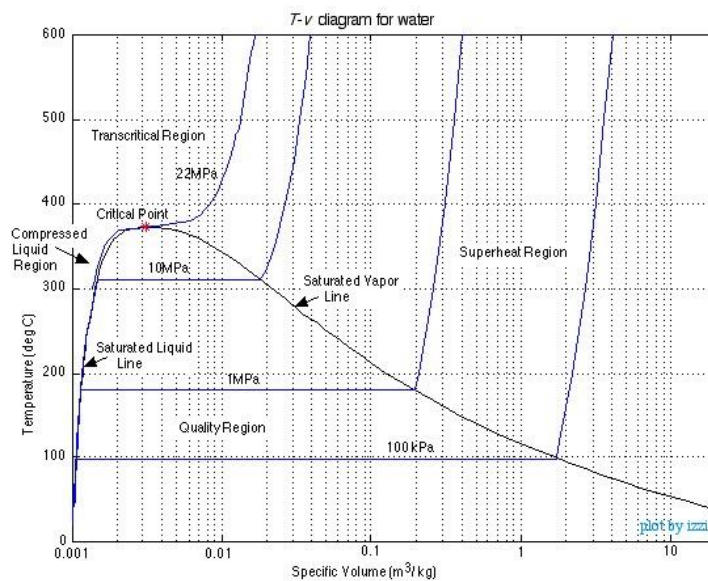


Figura 7.4 Diagrama T-v pentru apă [21]

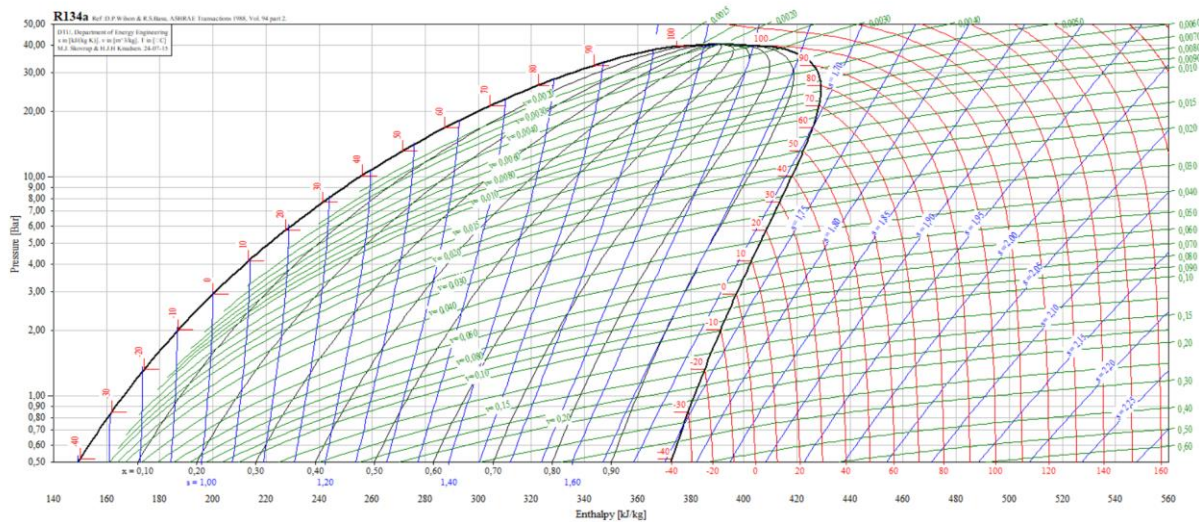


Figura 7.5 Diagrama logp-h pentru R134a

7.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Să se determine presiunea de vaporizare a apei în funcție de temperatura indicată în Tabelul 7.5 și să se reprezinte grafic dependența presiune-temperatură.

Rezolvare

Tabel 7.5 Presiunea de vaporizare a apei în funcție de temperatură

t_{sat} [°C]	p_{sat} [bar]
0	0.0061
25	0.0317
50	0.1235
75	0.3858
100	1.0135
125	2.3207
150	4.7584
175	8.9201
200	15.5380
225	25.4768
250	39.7294
275	59.4173
300	85.8086

Reprezentarea grafică a dependenței presiune-temperatură la vaporizarea apei este prezentată în Figura 7.6.

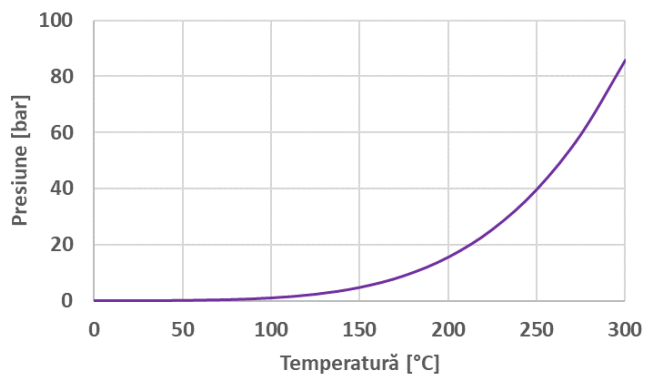


Figura 7.6 Dependența presiune-temperatură la vaporizarea apei

2. Să se determine temperatura de vaporizare a apei în funcție de presiunea indicată în Tabelul 7.6 și să se reprezinte grafic dependența temperatură-presiune.

Rezolvare

Tabel 7.6 Temperatura de vaporizare a apei în funcție de presiune

p_{sat} [bar]	t_{sat} [°C]
0.01	6.98
0.25	64.93
0.5	81.324
0.75	91.785
1	99.636
2.5	127.432
5	151.860
7.5	167.775
10	179.914
25	223.992
50	263.993
75	290.590
100	311.062
125	326.193
150	342.220

7.7. Reprezentarea grafică a dependenței temperatură-presiune la vaporizarea apei este prezentată în Figura

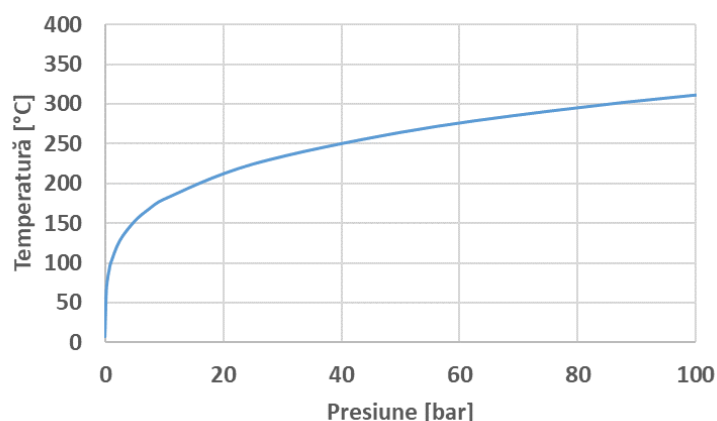


Figura 7.7 Dependența temperatură-presiune la vaporizarea apei

3. Să se determine mărimile termodinamice pentru apă în stările descrise prin parametrii definiți în Tabelul 7.7. Să se identifice apoi starea în care se afla agentul: lichid (L), lichid saturat (LS), amestec de lichid și vapor (ALV), vapor saturat (VS), vapor supraîncălzit (VSÎ).

Rezolvare

Tabel 7.7 Mărimile termodinamice pentru apă în stările descrise

Stare	p [bar]	t [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x [-]	Descrierea fazei
A	2	55	0.00101	230.1	0.768	-	L
B	6.208	160	0.12292	1508.9	3.866	0.4	ALV
C	1.6	113.38	0.00129	476.45	1.458	0	LS
D	13	191.63	0.15128	2787.3	6.495	1	VS
E	0.475	80	0.00124	336.0	1.078	0	LS
F	8	170.41	0.07465	1350	3.464	0.307	ALV
G	0.019	158.91	10.04220	2800	9.5	-	VSÎ
H	0.7	40	0.00101	167.4	0.573	-	L

4. O cantitate de apă se află în stare de vapori umezi la presiunea 2.5 bari. Pentru cazurile în care titlul vaporilor are valorile 0.3, 0.5 și 0.7, determinați volumul specific (v), entalpia specifică (h) și entropia specifică (s) utilizând tabele și relații de calcul.

Rezolvare

Din Tabelul 7.4, pentru presiunea de 2.5 bar se extrag valorile mărimilor de stare:

$$t = 127.43 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$v' = 0.0010675 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v'' = 0.7194 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h' = 535.42 \text{ kJ/kg}$$

$$h'' = 2716.58 \text{ kJ/kg}$$

$$s' = 1.6074 \text{ kJ/kgK}$$

$$s'' = 7.0521 \text{ kJ/kgK}$$

$$r_v = 2181.18 \text{ kJ/kg}$$

Pentru titlul vaporilor $x = 0.3$:

$$v = (1 - 0.3) \cdot 0.0010675 + 0.3 \cdot 0.7194 = 0.217 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h = 535.42 + 0.3 \cdot 2181.18 = 1189.35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s = 1.6074 + 0.3 \cdot \frac{2181.18}{127.43 + 273.15} = 3.241 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Pentru titlul vaporilor $x = 0.5$:

$$v = (1 - 0.5) \cdot 0.0010675 + 0.5 \cdot 0.7194 = 0.36 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h = 535.42 + 0.5 \cdot 2181.18 = 1625.59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s = 1.6074 + 0.5 \cdot \frac{2181.18}{127.43 + 273.15} = 4.33 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Pentru titlul vaporilor $x = 0.7$:

$$v = (1 - 0.7) \cdot 0.0010675 + 0.7 \cdot 0.7194 = 0.504 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h = 535.42 + 0.7 \cdot 2181.18 = 2061.83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s = 1.6074 + 0.7 \cdot \frac{2181.18}{127.43 + 273.15} = 5.419 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

5. Din turbina unei instalații termice este evacuat un debit de abur de 60 t/h la presiunea de 50 mbar și titlul de 0.8. Să se determine debitul volumic de apă de răcire necesar pentru a asigura evacuarea aburului din condensator, știind că apa intră în condensator cu o temperatură de 10 °C și iese cu temperatura de 25 °C.

Rezolvare

$$\dot{m}_{ab} = 60 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 60 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$$

$$p_{ab} = 50 \text{ mbar} = 0.05 \text{ bar}$$

$$x_1 = 0.8$$

$$t_{ai} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{ae} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{V}_a = ?$$

Procesul de condensare al aburului are loc la $p=\text{ct.}$ (răcire izobară).

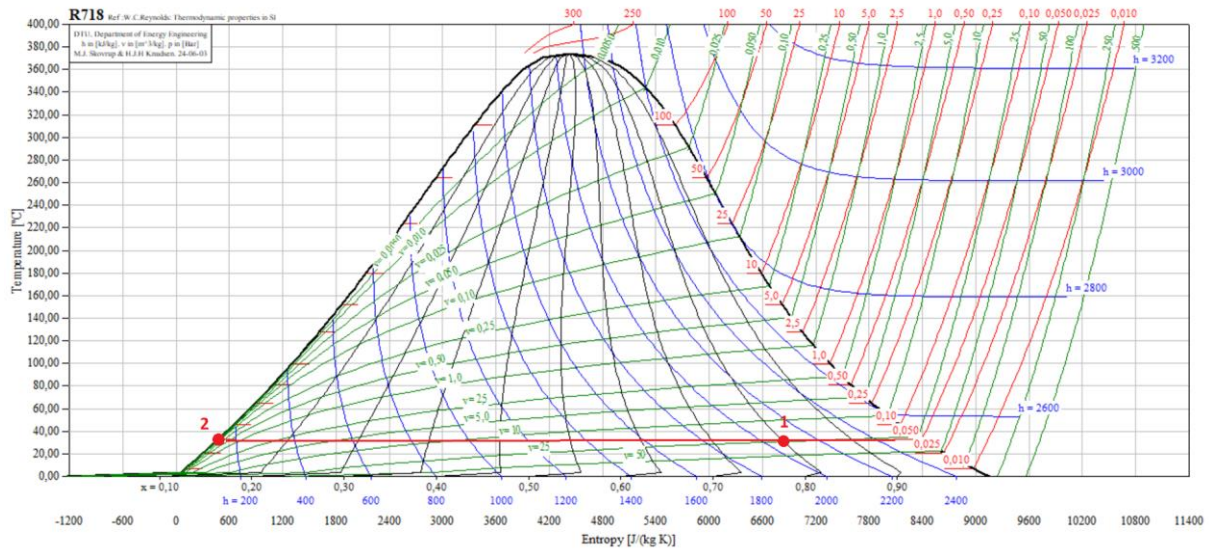


Figura 7.8 Procesul de condensare al aburului

Fluxul termic cedat de abur în procesul de condensare este:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_{ab} \cdot q_{12}$$

$$q_{12} = h_2 - h_1 = (h' + x_2 \cdot l_v) - (h' + x_1 \cdot l_v) = (x_2 - x_1) \cdot l_v$$

$$x_2 = 0, \text{ rezultă } q_{12} = -x_1 \cdot l_v$$

$$\text{Din tabele pentru abur la } p=0.05 \text{ bar se citește } l_v = 2423 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{12} = -\dot{m}_{ab} \cdot x_1 \cdot l_v = -60 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 0.8 \cdot 2423 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = -116304 \cdot 10^6 = -116,304 \cdot 10^9 \frac{\text{J}}{\text{h}}$$

Din bilanțul termic pe condensator rezultă că fluxul termic al aburului trebuie să fie egal cu cel al apei de răcire:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_{apa} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{ae} - t_{ai}) \Rightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{12}}{c_{pa} \cdot (t_{ae} - t_{ai})}$$

$$\dot{m}_a = \frac{116,304 \cdot 10^9 \frac{\text{J}}{\text{h}}}{4186 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (25 - 10) \text{K}} = 1,8523 \cdot 10^6 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_a \Rightarrow \dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{1,8523 \cdot 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1852,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,5145 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

7.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Să se determine parametrii la starea de lichid saturat ($x = 0$), la presiunea de 1 bar, pentru agenții de lucru indicați în Tabelul 7.8.

Tabel 7.8 Parametrii de stare pentru agenți termici în stările descrise

Agent de lucru	$t_{\text{sat}} [^{\circ}\text{C}]$	$v [\text{m}^3/\text{kg}]$	$s [\text{kJ}/\text{kgK}]$	$h [\text{kJ}/\text{kg}]$
NH ₃ (R717)				
O ₂ (R732)				
CO ₂ (R744)				
Tetrafluoretan (R134a)				
Propan (R290)				

2. Să se determine parametrii la starea de vapori saturați ($x = 1$), la presiunea de 1 bar, pentru agenții de lucru indicați în Tabelul 7.9.

Tabel 7.9 Parametrii de stare pentru agenți termici în stările descrise

Agent de lucru	$t_{\text{sat}} [^{\circ}\text{C}]$	$v [\text{m}^3/\text{kg}]$	$s [\text{kJ}/\text{kgK}]$	$h [\text{kJ}/\text{kg}]$
NH ₃ (R717)				
O ₂ (R732)				
CO ₂ (R744)				
Tetrafluoretan (R134a)				
Propan (R290)				

3. Pentru o serie de agenți termici sunt precizate stările acestora, caracterizate de doi parametri de stare. Completați Tabelul 7.10 cu parametrii lipsă și cu descrierea fazei în care se află agentul termic în starea indicată.

Tabel 7.10 Parametrii de stare pentru agenți termici în stările descrise

Agent de lucru	t	p	v	h	x	s	Descrierea fazei
$[-]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[\text{bar}]$	$[\text{m}^3/\text{kg}]$	$[\text{kJ}/\text{kg}]$	$[-]$	$[\text{kJ}/\text{kgK}]$	$[-]$
R134a		3.45			0.6		
R290	-8.25			180			
R407c				515.6		2.05	
Metan (CH ₄)		1.33	0.9053				
R507		12		320			
R600a	95	16					
R717	-28				0.85		
R728			0.0016		0		
R744	-10	43					

4. Într-o incintă având volumul $V = 1.5 \text{ m}^3$ se găsește o masă $m = 15 \text{ kg}$ de vapori la temperatura $t_1 = 125 ^{\circ}\text{C}$. Vaporii sunt încălziți (la $v = \text{ct.}$) până la temperatura $t_2 = 150 ^{\circ}\text{C}$, apoi până la temperatura $t_3 = 175 ^{\circ}\text{C}$, urmând ca la finalul procesului vaporii să atingă temperatura finală de $t_4 = 200 ^{\circ}\text{C}$. Se cere:

- Să se afle parametrii termofizici de stare în punctele caracteristice.
- Să se reprezinte grafic procesul de încălzire la $v = \text{ct.}$ în diagramele t - s și h - s .

5. Vitrina frigorifică pentru păstrarea mezelurilor, amplasată într-un supermarket, funcționează cu agentul frigorific R290. Vaporizarea agentului frigorific se desfășoară la presiune constantă de la starea A ($p_A = 3.42 \text{ bar}$, $x_A = 0.335$) la starea B (starea de saturație a agentului frigorific). Condensarea are loc la presiune constantă de la starea C ($t_C = 46.55 ^{\circ}\text{C}$, $p_C = 13.66 \text{ bar}$) la starea D ($x_D = 0$). Reprezentați procesele de vaporizare și condensare în diagramele $\log p$ - h , t - s și h - s .

CAPITOLUL 8. INSTALAȚII FRIGORIFICE ȘI POMPE DE CĂLDURĂ

8.1 NOȚIUNI TEORETICE

A. Schema de principiu și ciclul termodinamic

Schema de principiu a unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori este prezentată în Figura 8.1.

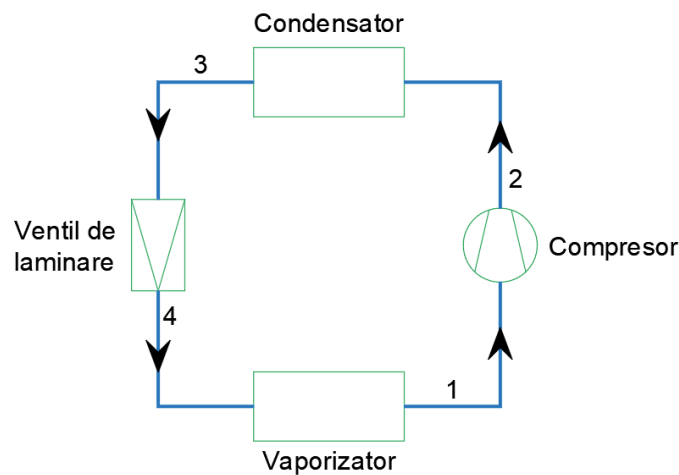


Figura 8.1 Schema de principiu a unei instalații frigorifice

Procesele care compun ciclul teoretic de funcționare:

- 1-2 comprimare teoretic adiabată ($s = \text{ct.}$) în compresor;
- 2-3 condensare izobară ($p = \text{ct.}$) a vaporilor în condensator;
- 3-4 destindere izentalpă ($h = \text{ct.}$) în ventilul de laminare;
- 4-1 vaporizare izobară ($p = \text{ct.}$) în vaporizator.

Ciclul termodinamic teoretic aferent (în diagrama logp-h) este prezentat în Figura 8.2.

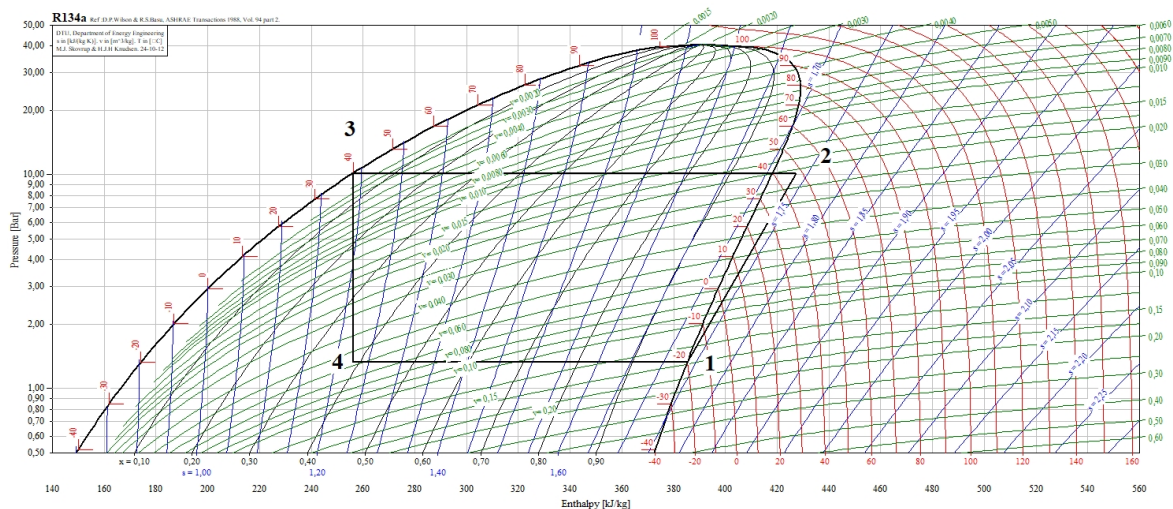


Figura 8.2 Ciclul termodinamic teoretic al instalației frigorifice

B. Calculul schimburilor de energie din ciclul termodinamic teoretic

Fluxul de căldură preluat de agentul frigorific în **vaporizator** (denumit și sarcină frigorifică la instalațiile frigorifice), notat cu $\dot{Q}_0$ [kW], se calculează astfel:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{agent} \cdot (h_1 - h_4) \quad (8.1)$$

unde: $\dot{m}_{agent}$ – debitul de agent frigorific [kg/s]; h_1, h_4 – entalpia agentului frigorific la ieșire, respectiv intrare, din/în vaporizator [kJ/kg];

Puterea necesară comprimării vaporilor de agent frigorific în **compresor**, notată cu P_c [kW], se calculează cu următoarea relație:

$$P_c = \dot{m}_{agent} \cdot (h_2 - h_1) \quad (8.2)$$

unde: h_2, h_1 – entalpia agentului frigorific la ieșire, respectiv intrare, din/în compresor [kJ/kg].

Fluxul de căldură cedat de agentul frigorific în **condensator**, notat cu $\dot{Q}_k$ [kW], se determină astfel:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{agent} \cdot (h_2 - h_3) \quad (8.3)$$

unde: h_3, h_2 – entalpia agentului frigorific la ieșire, respectiv intrare, din/în condensator [kJ/kg];

C. Calculul coeficientului de performanță (COP)

Eficiența instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură se exprimă printr-un coeficient de performanță (COP).

Pentru instalații frigorifice, COP se definește astfel:

$$COP_{IF} = \frac{\dot{Q}_0}{P_c} \quad (8.4)$$

Pentru pompe de căldură, COP are următoarea formă:

$$COP_{PC} = \frac{\dot{Q}_k}{P_c} \quad (8.5)$$

8.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Instalația frigorifică care deservește un patinoar are următorul regim de temperaturi:

- temperatura de vaporizare, $t_0 = -10$ °C;
- temperatura de condensare, $t_k = 20$ °C.

Puterea compresorului este de 70 kW, iar agentul frigorific utilizat este R404A. Se cere:

- a. Să se precizeze ce aparat din instalația frigorifică asigură răcirea suprafeței de gheață;
- b. Să se traseze ciclul teoretic de funcționare în diagrama logp-h;
- c. Să se calculeze debitul masic de agent frigorific din instalație;
- d. Să se calculeze puterea compresorului, fluxul de căldură cedat în condensator și coeficientul de performanță a instalației;
- e. Să se repete pașii b și c pentru agentul frigorific R717.

Rezolvare

- a. Aparatul care asigură răcirea suprafeței de gheață este vaporizatorul.

b. Figura 8.3 prezintă ciclul teoretic de funcționare al instalației în diagrama logp-h.

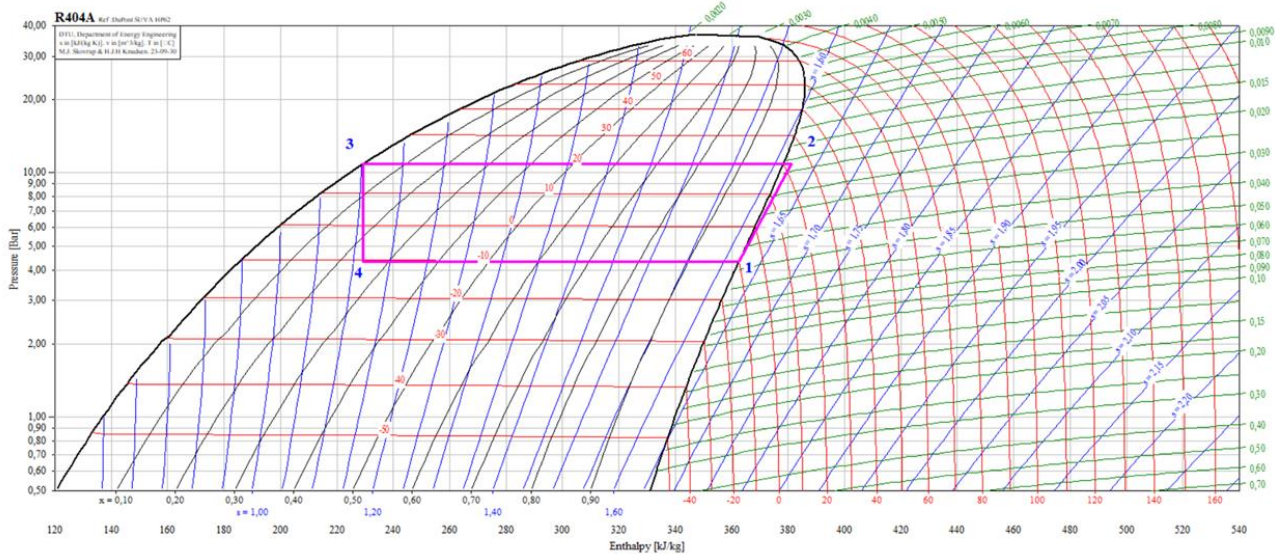


Figura 8.3 Ciclul teoretic de funcționare al instalației frigorifice în diagrama logp-h

În Tabelul 8.1 sunt prezentați parametrii termodinamici în stările caracteristice pentru instalația frigorifică analizată.

Tabel 8.1 Parametrii termodinamici în stările caracteristice

Starea	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	v [m³/kg]	x [-]
1	-9.911	4.333	362.639	1.6203	0.046189	1
2	22.878	10.864	381.157	1.6203	0.018424	-
3	19.633	10.864	229.293	1.102	0.001	0
4	-10.4	4.333	229.293	1.113	0.012	0.248

c. Debitul masic de agent frigorific se calculează astfel:

$$\dot{m} = \frac{P_c}{q_e} = \frac{P_c}{h_2 - h_1} = \frac{70 \text{ kW}}{381.157 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 362.639 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 3.78 \text{ kg/s}$$

d. Sarcina termică a vaporizatorului:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 3.78 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (362.639 - 229.293) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 504.04 \text{ kW}$$

Sarcina termică a condensatorului:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 3.78 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (381.157 - 229.293) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 574.04 \text{ kW}$$

Coeficientul de performanță al instalației frigorifice:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{P_c} = \frac{504.04 \text{ kW}}{70 \text{ kW}} = 7.2$$

- e. În Figura 8.4 se prezintă ciclul teoretic de funcționare al instalației în diagrama logp-h pentru agentul frigorific R717.

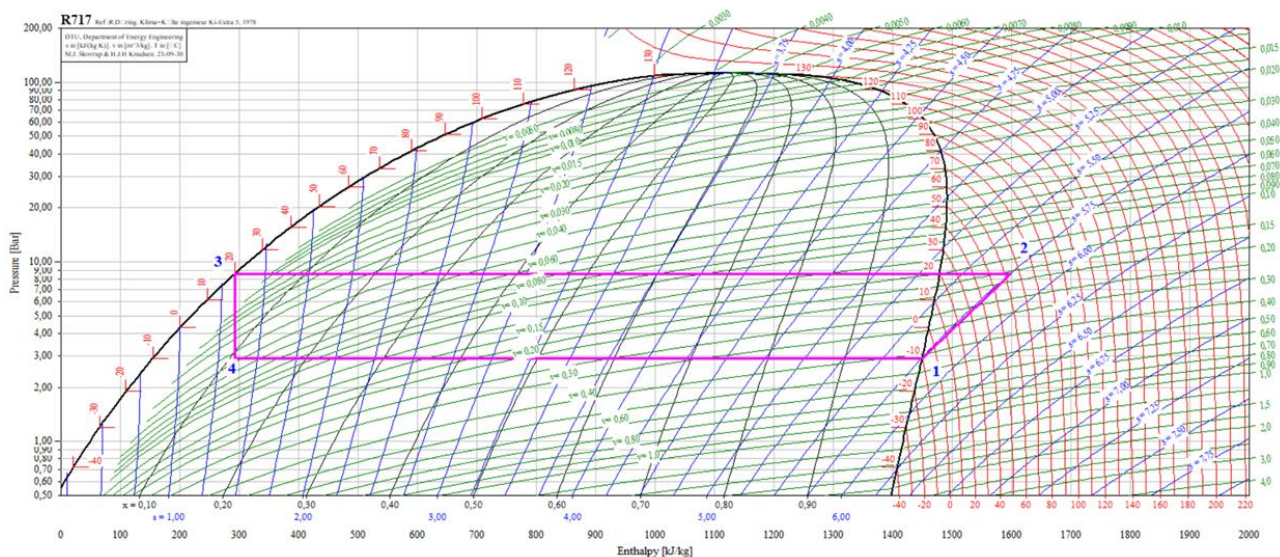


Figura 8.4 Ciclul teoretic de funcționare al instalației în diagrama logp-h pentru R717

În Tabel 8.2 sunt prezentați parametrii termodinamici în stările caracteristice pentru instalația frigorifică cu R717.

Tabel 8.2 Parametrii termodinamici în stările caracteristice

Starea	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	v [m³/kg]	x [-]
1	-10	2.908	1449.286	5.7514	0.417698	1
2	63.875	8.574	1598.243	5.7514	0.180915	-
3	20	8.574	292.188	1.323	0.00166	0
4	-10	2.908	292.188	1.352	0.0456	0.106

Debitul masic din instalație:

$$\dot{m} = \frac{P_c}{q_e} = \frac{P_c}{h_2 - h_1} = \frac{70 \text{ kW}}{1598.243 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1449.286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.47 \text{ kg/s}$$

Sarcina termică a vaporizatorului:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 0.47 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1449.286 - 292.188) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 543.86 \text{ kW}$$

Sarcina termică a condensatorului:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 0.47 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1598.243 - 292.188) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 613.84 \text{ kW}$$

Coeficientul de performanță al instalației frigorifice:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{P_c} = \frac{543.86 \text{ kW}}{70 \text{ kW}} = 7.76$$

2. Municipality Castelnuovo del Garda, situată în nordul Italiei, are un sistem de încălzire centralizată care utilizează căldura reziduală recuperată din industria locală [22]. O pompă de căldură care utilizează R134a, preia căldură din ape reziduale, agentul frigorific vaporizând la temperatura de 24 °C și livrează căldură spre consumatori. Condensarea agentului frigorific are loc la temperatura de 70 °C. Puterea termică preluată din industrie este de 1.32 MW. Să se traseze și să se calculeze ciclul frigorific al instalației. Să se determine numărul de colectori fotovoltaici care trebuie instalați pentru a asigura 10% din necesarul de electricitate al compresorului pentru un an, cunoscând că pompa de căldură funcționează 5200 de ore pe an, iar un

colector solar funcționează 6 ore pe zi, timp de 4 luni pe an, producând puterea electrică medie de 420 W.

Rezolvare

Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h este prezentat în Figura 8.5.

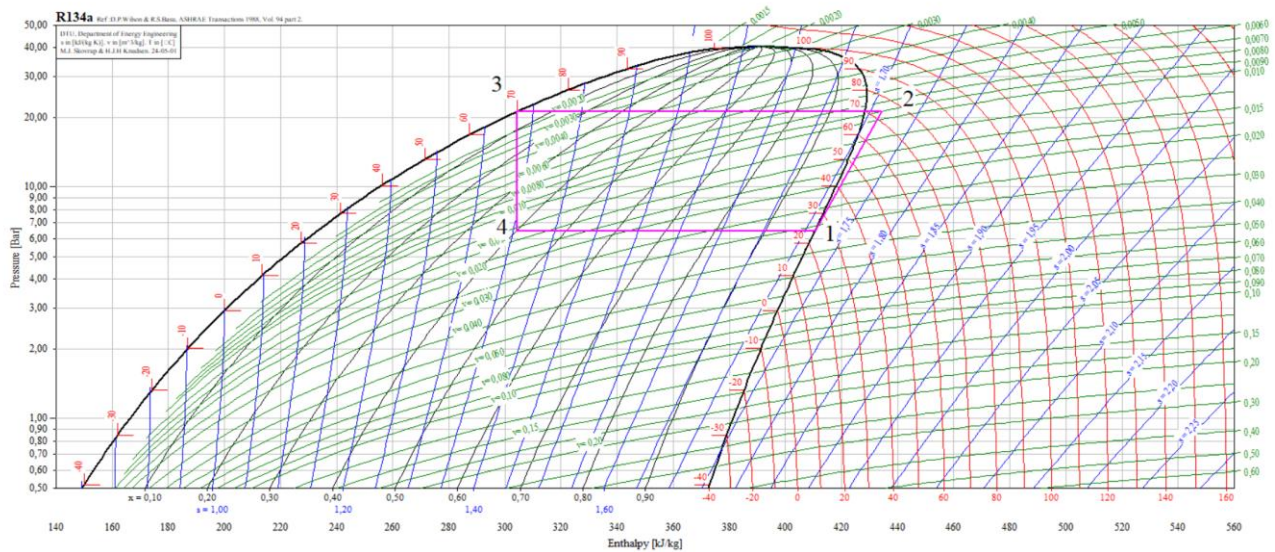


Figura 8.5 Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h

În Tabelul 8.3 sunt sintetizați parametri termodinamici în punctele caracteristice ale pompei de căldură.

Tabel 8.3 Parametrii termodinamici în stările caracteristice

Starea	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	v [m³/kg]	x [-]
1	24	6.45	410.425	1.7118	0.0316	1
2	73.72	21.16	434.290	1.7118	0.0090	-
3	70	21.16	304.314	1.3340	0.0028	0
4	24	6.45	304.314	1.3550	0.0154	0.4

Debitul masic din instalație:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4} = \frac{1320 \text{ kW}}{410.425 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 304.314 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 12.439 \text{ kg/s}$$

Puterea electrică a compresorului:

$$P_c = \dot{m} \cdot q_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 12.439 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (434.290 - 410.425) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 296.86 \text{ kW}$$

Sarcina termică a condensatorului:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 12.439 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (434.290 - 304.314) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1616.77 \text{ kW}$$

Coeficientul de performanță al pompei de căldură:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_k}{P_c} = \frac{1616.77 \text{ kW}}{296.86 \text{ kW}} = 5.44$$

Energia electrică consumată anual:

$$E_{\text{el,cons,an}} = E_{\text{el,cons,oră}} \cdot \tau_{\text{an}} = 296.86 \text{ kWh} \cdot 5200 \text{ h} = 1543.7 \text{ MWh}$$

Energia electrică produsă anual de un colector fotovoltaic:

$$E_{\text{el,col,an}} = E_{\text{el,col,oră}} \cdot \tau_{\text{col}} = 420 \text{ Wh} \cdot 6 \cdot 30 \cdot 4 \text{ h} = 0.3024 \text{ MWh}$$

Energia electrică produsă anual de colectori fotovoltaici:

$$E_{el,prod,an} = E_{el,cons,an} \cdot FS = 1543.7 \text{ MWh} \cdot 10\% = 154.4 \text{ MWh}$$

Numărul de colectori fotovoltaici necesari pentru asigurarea fracției solare anuale de 10%:

$$NC = \frac{E_{el,prod,an}}{E_{el,col,an}} = \frac{154.4 \text{ MWh}}{0.3024 \text{ MWh}} = 509 \text{ colectori}$$

3. Sistemul de climatizare al unei locuințe este deservit de o pompă de căldură, utilizată iarna pentru încălzire cu $COP = 4$ și vara pentru răcire cu $COP = 3$. Electricitatea necesară funcționării pompei de căldură este produsă de un generator electric, antrenat de un motor cu funcționare pe benzină. Puterea electrică pe care o consumă în timpul funcționării compresorul pompei de căldură, este de 200 W. Temperatura interioară din locuință este menținută și vara și iarna, la 22 °C.

a) Ce cantitate de căldură cedează pompa de căldură în interiorul locuinței, pe timpul iernii, în timp de o oră și ce cantitate de căldură absoarbe pompa de căldură din interiorul locuinței, pe timpul verii, în timp de o oră?

b) Ce cantitate de gheață aflată la temperatura de -10 °C, poate fi topită și încălzită până la temperatura de 20 °C, cu căldura produsă iarna în timp de o oră?

c) Ce cantitate de benzină este necesară pentru funcționarea pompei de căldură, timp de o oră, pe timp de vară, considerând că randamentul termic al motorului este de 32 %, iar randamentul conversiei energiei mecanice a motorului în energie electrică al generatorului este de 98 %?

Rezolvare

a) Efectul util la pompele de căldură este în condensatorul instalației (fluxul termic cedat de condensator este notat cu $\dot{Q}_{cond,iarna}$).

Pentru pompe de căldură COP devine:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond,iarna}}{P_e}$$

Puterea termică cedată de condensator în perioada de iarnă este:

$$\dot{Q}_{cond,iarna} = COP_{inc} \cdot P_e = 4 \cdot 200 \text{ W} = 800 \text{ W}$$

Cantitate de căldură cedată de pompa de căldură (condensator) în interiorul locuinței, în perioada de iarnă, în timp de o oră este:

$$Q_{cond,iarna} = \dot{Q}_{cond,iarna} \cdot 3600 \text{ s} = 800 \cdot 3600 = 2880000 \text{ J} = 0.8 \text{ kWh}$$

Pe timp de vară, pompa de căldură va funcționa ca instalație frigorifică, vaporizatorul fiind echipamentul responsabil pentru preluarea căldurii din interiorul locuinței. Pentru determinarea fluxul termic absorbit de vaporizator în perioada de vară ($\dot{Q}_{vap,vara}$) pornim de la ecuația COP:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{vap,vara}}{P_e}$$

De unde rezultă că puterea termică preluată de vaporizator este:

$$\dot{Q}_{vap,vara} = COP_{rac} \cdot P_e = 3 \cdot 200 \text{ W} = 600 \text{ W}$$

Cantitate de căldură preluată de vaporizator din interiorul locuinței, în perioada de vară, în timp de o oră este:

$$Q_{vap,vara} = \dot{Q}_{vap,vara} \cdot 3600 \text{ s} = 600 \cdot 3600 = 2160000 \text{ J} = 0.6 \text{ kWh}$$

b) $t_i = -10 \text{ °C}$

$t_f = 20 \text{ °C}$

$l_{topire} = 335 \text{ kJ/kg} = 335000 \text{ J/kg}$

$Q = 2880000 \text{ J}$

$$Q = Q_l + Q_s = m \cdot l_{\text{topire}} + m \cdot c_{p,\text{apă}} \cdot \Delta t + m \cdot c_{p,\text{gheață}} \cdot \Delta t \\ = m \cdot (l_{\text{topire}} + c_{p,\text{apă}} \cdot \Delta t + c_{p,\text{gheață}} \cdot \Delta t)$$

$$m = \frac{Q}{l_{\text{topire}} + c_{p,\text{apă}} \cdot \Delta t + c_{p,\text{gheață}} \cdot \Delta t} = \frac{2880000}{335000 + (4190 \cdot 20) + (2100 \cdot 10)} = 6.55 \text{ kg}$$

c) Puterea consumată de pompa de căldură, care este și puterea utilă a motorului generatorului, $P_u = 200 \text{ W}$

$$\eta_{\text{mec}} = 0.98$$

$$\eta_{\text{tr}} = 0.32$$

Puterea utilă a motorului este:

$$P_m = \frac{P_u}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{200}{0.98} = 204.08 \text{ W}$$

Puterea termică introdusă în motor prin arderea combustibilului este:

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \frac{P_m}{\eta_{\text{tr}}} = \frac{204.08}{0.32} = 637.75 \text{ W}$$

Căldura de ardere inferioară, $q_i = 34.8 \text{ MJ/l} = 34800000 \text{ J/l}$

Debitul volumic de combustibil este:

$$\dot{V}_i = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{q_i} = \frac{637.75}{34800000} = 0.000001832 \text{ l/s}$$

Cantitatea de benzină pentru o oră este:

$$V_{1h} = \dot{V}_i \cdot 3600 = 0.00659 \text{ l}$$

Cantitatea de benzina pentru 24 de ore este:

$$V_{24} = \dot{V}_i \cdot 3600 \cdot 24 = 0.158 \text{ l}$$

4. Sarcina termică necesară încălzirii unei locuințe este 18 kW. Pompa de căldură utilizată pentru încălzire este de tip aer-apă și funcționează cu agentul frigorific R410a. Instalația are următorul regim de temperaturi:

- temperatura de vaporizare: -10°C
- temperatura de condensare: 40°C .

Agentul frigorific este supraîncălzit cu 7°C la ieșirea din vaporizator și subrăcit cu 3°C la ieșire din condensator. Se cere:

- a) Să se traseze ciclul de funcționare în diagrama logp-h.
- b) Să se calculeze debitul masic de agent frigorific care circulă în pompa de căldură.
- c) Să se calculeze fluxul de căldură care trebuie preluat în vaporizator, puterea compresorului și coeficientul de performanță al instalației.

Rezolvare

a) Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h este prezentat în Figura 8.6.

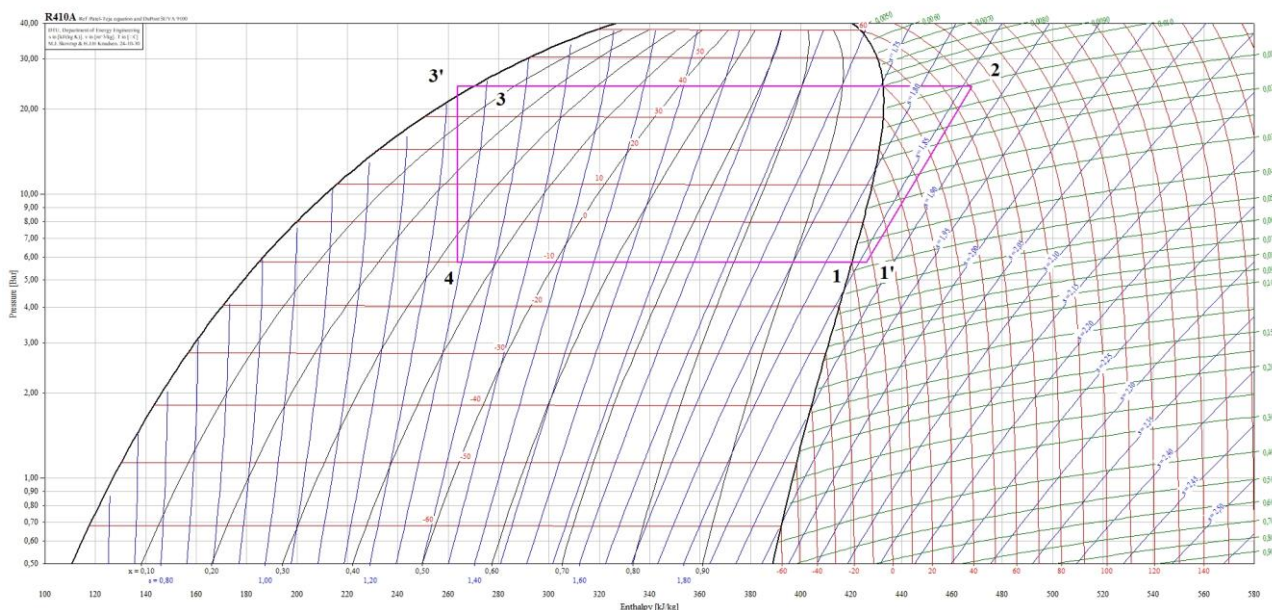


Figura 8.6 Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h

b) Debitul masic de agent frigorific care circulă în pompa de căldură este:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_k}{q_k} = \frac{\dot{Q}_k}{h_{3'} - h_2} = \frac{18 \text{ kW}}{468.012 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 263.907 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.0882 \text{ kg/s}$$

c) Sarcina termică a vaporizatorului:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_4) = 0.0882 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (426.05 - 263.907) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 14.3 \text{ kW}$$

Puterea electrică a compresorului:

$$P_c = \dot{m} \cdot q_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{1'}) = 0.0882 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (468.012 - 426.05) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 3.7 \text{ kW}$$

Coeficientul de performanță al pompei de căldură:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_k}{P_c} = \frac{18 \text{ kW}}{3.7 \text{ kW}} = 4.86$$

5. Răcirea unor saloane de spital de realizează cu grinzi de răcire. Apa răcită care circulă prin grinzi este preparată de un chiller cu puterea frigorifică de 250 kW. Instalația cu comprimare mecanică de vapori utilizează agentul frigorific R290. Temperatura de vaporizare este $t_0 = -4^\circ\text{C}$, iar temperatura de condensare este $t_k = 46^\circ\text{C}$. Gradul de subrăcire este 5°C .

a) Trasați ciclul de funcționare al instalației în diagrama logp-h;

b) Să se calculeze debitul masic de agent frigorific;

c) Să se calculeze fluxul de căldură cedat de condensator, puterea compresorului și coeficientul de performanță al instalației;

d) În cazul utilizării agentului frigorific R717, determinați coeficientul de performanță al instalației.

Rezolvare

a) Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h este prezentat în Figura 8.7.

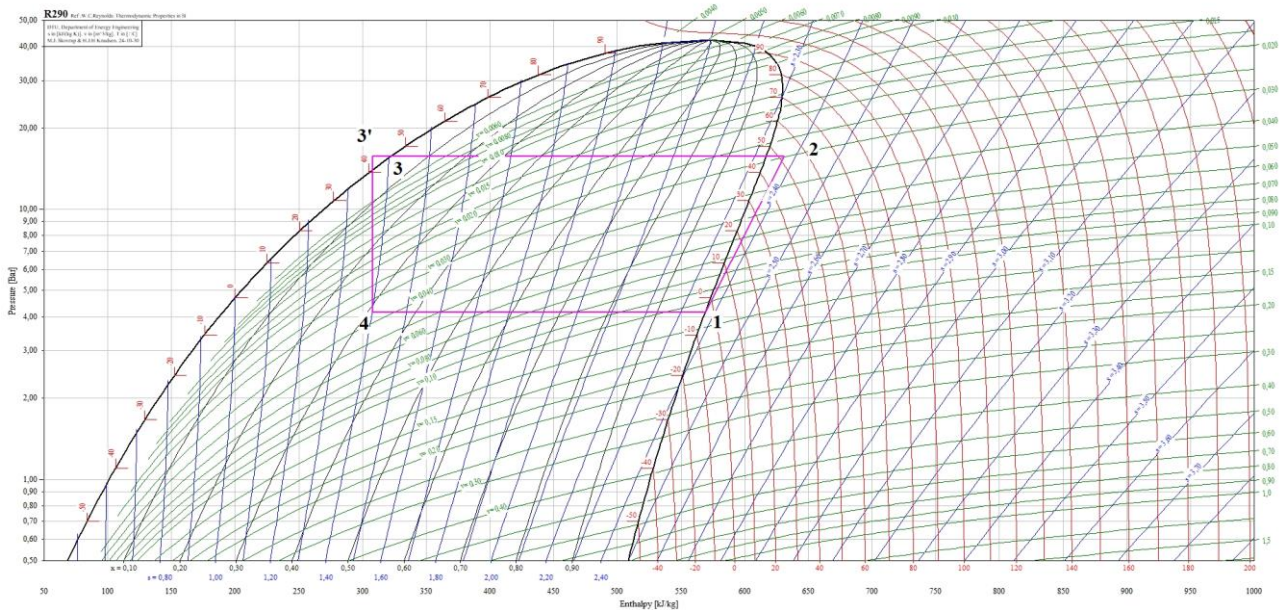


Figura 8.7 Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h

b) Debitul masic de agent frigorific este:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4} = \frac{250 \text{ kW}}{569.062 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 307.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.957 \text{ kg/s}$$

c) Sarcina termică a condensatorului:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{3'}) = 0.957 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (630.891 - 307.8) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 309.2 \text{ kW}$$

Puterea electrică a compresorului:

$$P_c = \dot{m} \cdot q_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0.957 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (630.891 - 569.062) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 59.2 \text{ kW}$$

Coeficientul de performanță al pompei de căldură:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{P_c} = \frac{250 \text{ kW}}{59.2 \text{ kW}} = 4.22$$

d) În cazul utilizării agentului frigorific R717, ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h este prezentat în Figura 8.7

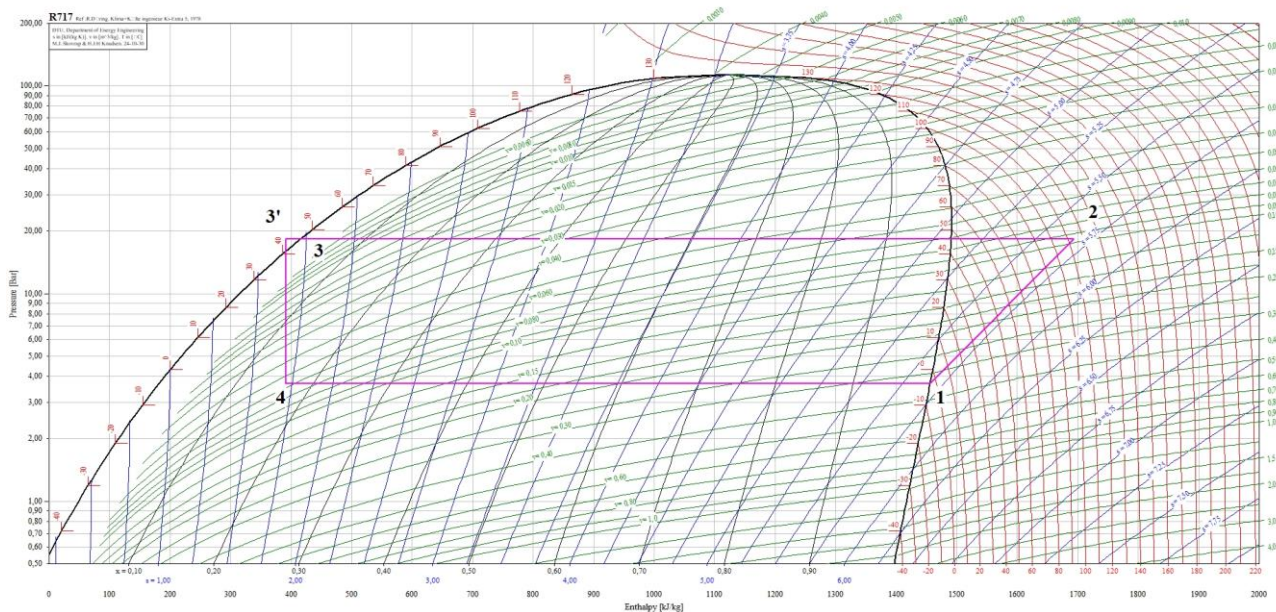


Figura 8.7 Ciclul teoretic de funcționare al pompei de căldură în diagrama logp-h pentru R717

Debitul masic de agent frigorific este:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4} = \frac{250 \text{ kW}}{1456.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 391.22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.235 \text{ kg/s}$$

c) Sarcina termică a condensatorului:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{3'}) = 0.235 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1693.424 - 391.22) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 306 \text{ kW}$$

Puterea electrică a compresorului:

$$P_c = \dot{m} \cdot q_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0.235 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1693.424 - 1456.287) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 55.73 \text{ kW}$$

Coeficientul de performanță al pompei de căldură:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{P_c} = \frac{250 \text{ kW}}{55.73 \text{ kW}} = 4.48$$

8.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Se consideră o instalație frigorifică cu comprimare mecanică de vapori, cu funcționare într-o singură treaptă de comprimare, care asigură climatizarea unui spațiu de birouri. Instalația va trebui să asigure menținerea constantă a temperaturii interioare la valoarea de 24 °C. Temperatura exterioară are valoarea de 35 °C. Necesarul de frig al spațiului climatizat este de 25 kW. Care dintre agenții frigorifici R717, R134a și R410a este cel mai eficient în instalația de față?

2. O pompă de căldură asigură încălzirea unei locuințe. Agentul frigorific utilizat în pompa de căldură este R134a. Sarcina termică de încălzire este 8 kW. Temperatura de condensare este 50 °C. Să se studieze eficiența pompei de căldură, în condițiile în care pompa de căldură este de tip aer-apă, respectiv în cazul în care pompa de căldură este de tip sol-apă, iar temperatura exterioară este de -5 °C.

3. Un depozit pentru refrigerarea legumelor utilizează o instalație frigorifică cu următorii parametri cunoscuți:

- agentul frigorific R717;
- temperatura de vaporizare, $t_0 = -13$ °C;
- presiunea de condensare, $p_k = 18$ bar;
- puterea frigorifică, $Q_0 = 180$ kW.

Să se determine puterea termică de condensare, puterea electrică consumată și COP. Să se calculeze care este costul total al energiei pentru păstrarea legumelor pe o perioadă de 15 zile, cunoscând valoarea prețului electricității: $1 \text{ kW}_{el} = 1.2$ lei.

4. Sistemul de climatizare al unui autoturism este deservit de o pompă de căldură, utilizată iarna pentru încălzire cu $\text{COP} = 4$ și vara pentru răcire cu $\text{COP} = 3$. Pompa de căldură este antrenată cu electricitate produsă de alternator. Puterea electrică pe care o consumă în timpul funcționării compresorul pompei de căldură, este de 75 W. Temperatura interioară din autoturism este menținută și vara și iarna, la 22 °C.

a. Ce cantitate de căldură cedează pompa de căldură în interiorul autoturismului, pe timpul iernii, în timp de o oră și ce cantitate de căldură absoarbe pompa de căldură din interiorul autoturismului, pe timpul verii, în timp de o oră?

b. Ce cantitate de gheață aflată la temperatura de -10 °C, poate fi topită și încălzită până la temperatura de 20 °C, cu căldura produsă iarna în timp de o oră.

c. Ce cantitate de benzină este necesară pentru funcționarea pompei de căldură, timp de o oră, pe timp de vară, considerând că randamentul termic al motorului este de 35 %, iar randamentul conversiei energiei mecanice a motorului în energie electrică, al alternatorului, este de 95 %.

5. Prepararea apei calde menajere pentru un complex studentesc se realizează cu trei pompe de căldură aer-apă cu puterea termică nominală totală de 360 kW. Agentul frigorific utilizat este R290. Diferența dintre temperatura exterioară a aerului și temperatura de vaporizare $\Delta t_{\text{tot0}} = 16$ °C. Diferența dintre temperatura de condensare a agentului frigorific și temperatura apei calde este $\Delta t_{\text{totk}} = 5$ °C. Gradul de subrăcire este 4 K, iar gradul de supraîncălzire este 6 K. Să se determine schimburile energetice și COP-ul pompelor de căldură în următoarele cazuri:

- temperatura exterioară, $t_e = 0$ °C și temperatura apei calde menajere, $t_{\text{acm}} = 60$ °C;
- temperatura exterioară, $t_e = -5$ °C și temperatura apei calde menajere, $t_{\text{acm}} = 55$ °C;
- temperatura exterioară, $t_e = -10$ °C și temperatura apei calde menajere, $t_{\text{acm}} = 50$ °C;
- temperatura exterioară, $t_e = -15$ °C și temperatura apei calde menajere, $t_{\text{acm}} = 45$ °C.

CAPITOLUL 9. PROCESE DE ARDERE A COMBUSTIBILILOR

9.1 NOȚIUNI TEORETICE

Combustibili

Combustibilii sunt substanțe care prin ardere, respectiv oxidare, produc o anumită cantitate de căldură.

Clasificarea combustibililor în funcție de starea de agregare: solizi, lichizi sau gazoși.

Combustibilii sunt alcătuiți din următoarele părți principale: masa organică (combustibilă), masa minerală (necombustibilă) și umiditate. Compoziția combustibililor este exprimată prin analiza elementară, care constă în exprimarea componenței combustibilului prin participațiile masice sau volumice ale gazelor componente.

Combustibilii lichizi sau solizi sunt formați, în general, din următoarele elemente chimice:

- Carbon (c);
- Hidrogen (h);
- Sulf (s);
- Azot (n);
- Oxigen (o).

Participația masică a combustibililor lichizi și solizi este:

$$c + h + s + o + n + w + a = 1 \quad (9.1)$$

Combustibilii gazoși sunt formați din amestecuri de gaze care conțin:

- Hidrogen (h_2);
- Oxid de carbon (co);
- Metan (ch_4);
- Hidrocarburi de tipul ($c_m h_n$);
- Oxigen (o_2);
- Bioxid de carbon (co_2);
- Azot (n_2).

Participația volumică a combustibililor gazoși este:

$$(h_2) + (co) + \sum (c_m h_n) + (o_2) + (n_2) + (co_2) + (w) = 1 \quad (9.2)$$

Carbonul și hidrogenul reprezintă principalele componente ale masei organice.

Sulful organic prin ardere degajă căldură și rezultă SO_2 , un gaz toxic, foarte solubil în apă, formând acidul sulfuric care poate coroda părțile metalice ale instalațiilor.

Masa minerală (a) este compusă din substanțe necombustibile care formează cenușa și zgura. Combustibilii solizi au cel mai mare conținut de substanțe minerale.

Umiditatea (w) este un component care consumă căldura necesară vaporizării și supraîncălzirii vaporilor până la temperatura la care gazele de ardere părăsesc instalația.

Gazele de ardere, obținute în urma arderii, conțin în principal:

- Bioxid de carbon (co_2);
- Azot (n_2);
- Apă (h_2o);
- Oxid de carbon (co);
- Bioxid de sulf (so_2) – în cazul combustibililor solizi.

În gazele de ardere se întâlnește și funingine, care de fapt reprezintă particule nearse de carbon. Dacă produsele arderii (gaze sau cenușă), nu conțin elemente chimice care ar putea să fie oxidate în continuare producând cantități suplimentare de căldură, atunci arderea este denumită perfectă sau teoretică; în caz contrar

arderea este denumită incompletă mecanic.

Puterea calorică

Puterea calorică reprezintă cantitatea de căldură care se degajă prin arderea completă a unității de cantitate de combustibil.

În funcție de starea de agregare a apei care se regăsește în produsele arderii avem:

- **Putere calorică superioară (H_s)** este raportată la umiditatea (din produsele arderii) în stare lichidă
- **Putere calorică inferioară (H_i)** este raportată la umiditatea în starea de vapori.
 - pentru combustibili lichizi sau solizi:

$$H_i = 33900 \cdot c + 120120 \cdot \left(h - \frac{o}{8}\right) + 9250 \cdot s - 2510 \cdot w \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (9.3)$$

- pentru combustibili gazoși:

$$H_i = 12720(co) + 10800(h_2) + 35910(ch_4) + 60020(c_2h_4) + 63730(c_2h_6) + 56920(c_2h_2) + \dots \left[\frac{kJ}{m_N^3}\right] \quad (9.4)$$

Diferența dintre cele două puteri calorice este căldura de vaporizare a apei conținute în gazele de ardere. Relațiile care se stabilesc între acestea sunt:

$$H_i = H_s - Q_{vap} = H_s - 2510(9h + w) \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (9.5)$$

Fluxul de căldură dezvoltat prin ardere este:

$$\dot{Q}_{ardere} = \dot{m}_{cb} \cdot H_i = \dot{V}_{cb} \cdot H_i [kW] \quad (9.6)$$

Calculul procesului de ardere

Focarul reprezintă spațiul în care are loc arderea. În focar sunt introduși combustibilul (cu debitul masic $\dot{m}_{cb}$ – pentru combustibilii lichizi și solizi sau debitul volumic $\dot{V}_{cb}$ – pentru combustibilii gazoși) și comburantul (adică acea parte care conține oxigenul necesar arderii, cu debitul volumic de oxigen conținut de aer $\dot{V}_{O_2}$).

În urma arderii combustibilului rezultă gaze de ardere, cenușă sau zgură (datorită balastului conținut de combustibil) și căldura $\dot{Q}$.

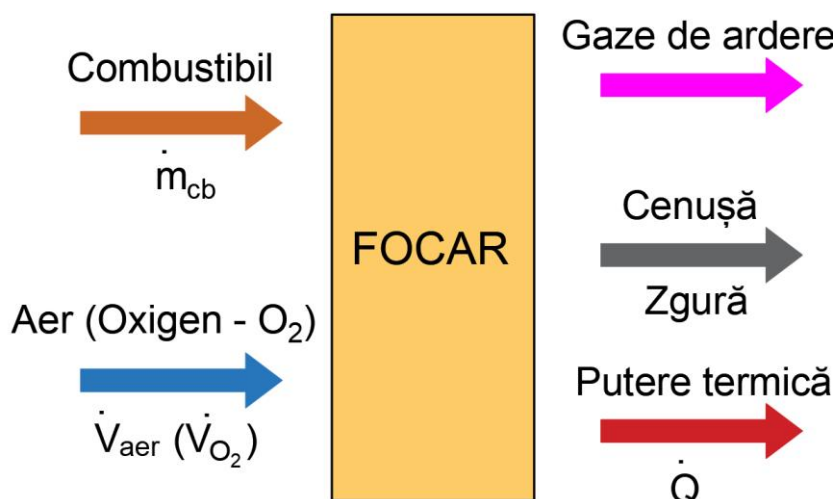


Figura 9.1 Schema sistemului termodinamic în care se produce arderea

Calculul arderii presupune stabilirea relațiilor cu ajutorul cărora să se determine aerul necesar arderii, volumul și componența gazelor de ardere, temperatura de ardere și puterea calorică.

Combustibili solizi și lichizi

Oxigenul minim (O_{min}) necesar arderii reprezintă volumul de oxigen necesar arderii complete a unității de cantitate de combustibil. Dacă în compoziția combustibilului există deja oxigen, având participația masică o , aceasta nu va mai trebui introdusă în focar.

$$O_{min} = 22.414 \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \left[\frac{m_N^3 O_2}{kg\ cb} \right] \quad (9.7)$$

Aerul minim (L_{min}) necesar arderii reprezintă cantitatea minimă de aer necesar arderii, considerând că aerul este uscat. Participația volumică a oxigenului în aer este de 21%.

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0.21} \left[\frac{m_N^3\ aer\ uscat}{kg\ cb} \right] \quad (9.8)$$

Coefficientul excesului de aer (λ) reprezintă raportul dintre volumul real de aer (L_{real}) și cel teoretic (L_{min}).

$$\lambda = \frac{L_{real}}{L_{min}} \quad (9.9)$$

Volumul minim de gaze de ardere (V_g^{min}) se obține dacă arderea are loc în condiții stoechiometrice, adică utilizând aerul minim necesar arderii ($\lambda = 1$).

$$V_g^{min} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{N_2} \left[\frac{m_N^3}{kg\ cb} \right] \quad (9.10)$$

Volumele parțiale ale fiecărui element din compoziția gazelor de ardere se calculează cu relațiile:

➤ pentru CO_2 :

$$V_{CO_2} = \frac{c}{12} kmol\ CO_2 = \frac{22.414}{12} c = 1.867c \left[\frac{m_N^3}{kg\ cb} \right] \quad (9.11)$$

➤ pentru H_2O :

$$V_{H_2O} = 22.414 \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{w}{18} \right) + 1.61x = 11.274h + 1.245w + 1.61x \left[\frac{m_N^3}{kg\ cb} \right] \quad (9.12)$$

unde x este umiditatea aerului.

➤ pentru SO_2 :

$$V_{SO_2} = \frac{22.414}{32} s = 0.7s \left[\frac{m_N^3}{kg\ cb} \right] \quad (9.13)$$

➤ pentru N_2 se ține seama de participația volumică a azotului în aerul uscat:

$$V_{N_2} = 0.79 \cdot L_{min} \left[\frac{m_N^3}{kg\ cb} \right] \quad (9.14)$$

Volumul total al gazelor de ardere (V_g^t), dacă arderea se desfășoară cu exces de aer:

$$V_g^t = V_g^{min} + V_{aer}^{exces} = V_g^{min} + (\lambda - 1)L_{min} \left[\frac{m_N^3}{kg\ cb} \right] \quad (9.15)$$

Combustibili gazoși

Oxigenul minim (O_{min}) necesar arderii reprezintă volumul de oxigen necesar arderii complete a unității de cantitate de combustibil.

$$O_{min} = 0.5 \cdot [(h_2) + (co)] + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) (c_m h_n) - (o_2) \left[\frac{m_N^3 O_2}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.16)$$

Aerul minim (L_{min}) necesar arderii reprezintă cantitatea minimă de aer necesar arderii, considerând că aerul este uscat. Participația volumică a oxigenului în aer este de 21%.

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0.21} \left[\frac{m_N^3 \text{ aer uscat}}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.17)$$

Coeficientul excesului de aer (λ) reprezintă raportul dintre volumul real de aer (L_{real}) și cel teoretic (L_{min}).

$$\lambda = \frac{L_{real}}{L_{min}} \quad (9.18)$$

Volumul minim de gaze de ardere (V_g^{min}) se obține dacă arderea are loc în condiții stoechiometrice, adică utilizând aerul minim necesar arderii ($\lambda=1$).

$$V_g^{min} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} \left[\frac{m_N^3}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.19)$$

Volumele parțiale ale fiecărui element din compoziția gazelor de ardere se calculează cu relațiile:

➤ pentru CO_2 :

$$V_{CO_2} = (co) + \sum m (c_m h_n) + (co_2) \left[\frac{m_N^3}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.20)$$

➤ pentru H_2O :

$$V_{H_2O} = (h_2) + \sum \frac{n}{2} (c_m h_n) + (w) \left[\frac{m_N^3}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.21)$$

➤ pentru N_2 se ține seama de participația volumică a azotului în aerul uscat:

$$V_{N_2} = 0.79 \cdot L_{min} \left[\frac{m_N^3}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.22)$$

unde:

(co_2) - participația volumică a bioxidului de carbon din compoziția inițială a combustibilului gazos;
w - umiditatea inițială a combustibilului.

Volumul total al gazelor de ardere (V_g^t), dacă arderea se desfășoară cu exces de aer:

$$V_g^t = V_g^{min} + V_{aer}^{exces} = V_g^{min} + (\lambda - 1)L_{min} \left[\frac{m_N^3}{m_N^3 cb} \right] \quad (9.23)$$

9.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Într-un cazan cu abur se arde un combustibil solid cu următoarea analiză elementară: C = 28%, H = 3%, N = 1%, O = 6%, W (umiditate combustibil) = 42%, A (balast) = 20%. Excesul de aer este $\lambda = 1.5$. Se cere:

- Să se scrie analiza masică a combustibilului;
- Să se calculeze puterea calorică inferioară a combustibilului;
- Să se determine aerul necesar arderii unui kilogram de combustibil;
- Să se calculeze volumul total al gazelor de ardere rezultate în urma arderii unui kilogram de combustibil;
- Să se determine consumul orar de combustibil dacă se cunosc:
 - Randamentul cazanului, $\eta = 85\%$;
 - Debitul de abur obținut, $\dot{m} = 0.5 \text{ t/h}$;
 - Entalpia apei la intrarea în cazan, $h_i = 800 \text{ kJ/kg}$;
 - Entalpia aburului la ieșirea din cazan, $h_e = 3300 \text{ kJ/kg}$.

Rezolvare

a) Analiza masică a combustibilului este redată în Tabelul 9.

Tabel 9.1 Analiza masică a combustibilului

Analiză elementară	Analiza masică
C = 28%	c = 0.28 kg
H = 3%	h = 0.03 kg
N = 1%	n = 0.01 kg
O = 6%	o = 0.06 kg
W = 42%	w = 0.42 kg
A = 20%	a = 0.20 kg
$\Sigma = 100\%$	$\Sigma = 1 \text{ kg}$

b) Puterea calorică inferioară a combustibilului se determină astfel:

$$H_i = 33900 \cdot 0.28 + 120120 \cdot \left(0.03 - \frac{0.06}{8}\right) + 9250 \cdot 0 - 2510 \cdot 0.42 = 11140.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

c) Aerul necesar arderii se determină plecând de la relația (9.9), obținându-se următoarea formă:

$$L_{\text{real}} = \lambda \cdot L_{\text{min}}$$

$$L_{\text{min}} = \frac{O_{\text{min}}}{0.21} = \frac{22.414 \cdot \left(\frac{0.28}{12} + \frac{0.03}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0.06}{32}\right)}{0.21} = 3.09 \frac{\text{m}^3_{\text{N aer uscat}}}{\text{kg cb}}$$

În condițiile în care $\lambda = 1.5$, L_{real} devine:

$$L_{\text{real}} = \lambda \cdot L_{\text{min}} = 1.5 \cdot 3.09 = 4.635 \frac{\text{m}^3_{\text{N aer uscat}}}{\text{kg cb}}$$

d) Volumele parțiale ale fiecărui element din compoziția gazelor de ardere se calculează astfel:

➤ pentru CO_2 :

$$V_{\text{CO}_2} = 1.867 \cdot 0.28 = 0.523 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{kg cb}}$$

➤ pentru H_2O :

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 11.274 \cdot 0.03 + 1.245 \cdot 0.42 = 0.861 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{kg cb}}$$

➤ pentru N_2 :

$$V_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 3.09 = 2.441 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{kg cb}}$$

Volumul minim de gaze de ardere se calculează conform relației (3.9):

$$V_{\text{g}}^{\text{min}} = 0.523 + 0.861 + 2.441 = 3.825 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{kg cb}}$$

Volumul total al gazelor de ardere, în condițiile în care arderea se desfășoară cu exces de aer se determină astfel:

$$V_{\text{g}}^{\text{t}} = 3.825 + (1.5 - 1) \cdot 3.09 = 5.37 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{kg cb}}$$

e) Puterea cazanului se calculează astfel:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m} \cdot (h_e - h_i)}{\eta} = \frac{0.139 \cdot (3300 - 800)}{0.85} = 408.824 \text{ kW}$$

$$\dot{m} = 0.5 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 0.5 \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{3600 \text{ s}} = 0.139 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Consumul orar de combustibil se calculează astfel:

$$\dot{m}_{cb} = \frac{\dot{Q}}{H_i} = \frac{408.824}{11140.5} = 0.0367 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 132.1 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

2. Într-un focar se arde un debit de 10 m³/h de combustibil gazos. Analiza elementară a combustibilului gazos este prezentată în Tabelul 9.2.

Tabel 9.2 Analiza elementară a combustibilului gazos

N ₂ = 0.82%
CO ₂ = 1.92%
CH ₄ = 94.6%
C ₂ H ₆ = 0.43%
C ₃ H ₈ = 0.61%
C ₄ H ₁₀ = 0.46%
C ₅ H ₁₂ = 0.24%
C ₆ H ₁₄ = 0.68%
C ₇ H ₁₆ = 0.24%
Σ = 100%

Excesul de aer este λ = 1.2.

Se cere:

- Să se scrie analiza volumică a combustibilului;
- Să se calculeze puterea calorică a combustibilului dacă se cunosc puterile calorice inferioare ale următoarelor hidrocarburi de tip C_mH_n: H_i(C₃H₈) = 49972 kJ/m³; H_i(C₄H₁₀) = 49130 kJ/m³; H_i(C₅H₁₂) = 48644 kJ/m³; H_i(C₆H₁₄) = 48313 kJ/m³; H_i(C₇H₁₆) = 48074 kJ/m³;
- Să se determine debitul de aer necesar arderii;
- Să se calculeze debitul de gaze de ardere rezultat în urma arderii combustibilului;
- Să se determine debitul masic de aer care poate fi încălzit de la temperatura de 10 °C până la 300 °C cu ajutorul gazelor de ardere dacă randamentul instalației și al schimbătorului de căldură este de 96%, iar căldura specifică la presiune constantă a aerului este de 1.011 kJ/kgK.

Rezolvare

- Analiza volumică a combustibilului este redată în Tabelul 9.3.

Tabel 9.3 Analiza volumică a combustibilului

Analiză elementară	Analiză volumică
N ₂ = 0.82%	n ₂ = 0.0082 m ³
CO ₂ = 1.92%	co ₂ = 0.0192 m ³
CH ₄ = 94.6%	ch ₄ = 0.946 m ³
C ₂ H ₆ = 0.43%	c ₂ h ₆ = 0.0043 m ³
C ₃ H ₈ = 0.61%	c ₃ h ₈ = 0.0061 m ³
C ₄ H ₁₀ = 0.46%	c ₄ h ₁₀ = 0.0046 m ³
C ₅ H ₁₂ = 0.24%	c ₅ h ₁₂ = 0.0024 m ³
C ₆ H ₁₄ = 0.68%	c ₆ h ₁₄ = 0.0068 m ³
C ₇ H ₁₆ = 0.24%	c ₇ h ₁₆ = 0.0024 m ³
Σ = 100%	Σ = 1 m ³

- Puterea calorică inferioară a combustibilului se calculează astfel:

$$H_i = 12720 \cdot 0 + 10800 \cdot 0 + 35910 \cdot 0.946 + 60020 \cdot 0 + 63730 \cdot 0.0043 + 56920 \cdot 0 + 49972 \cdot 0.0061 + 49130 \cdot 0.0046 + 48644 \cdot 0.0024 + 48313 \cdot 0.0068 + 48074 \cdot 0.0024 = 35336.38 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

- Debitul de aer necesar arderii se calculează cu următoarea relație:

$$L_{\text{real}} = \lambda \cdot L_{\text{min}}$$

$$\begin{aligned}
O_{\min} &= 0.5 \cdot [(h_2) + (co)] + \left(1 + \frac{4}{4}\right)(ch_4) + \left(2 + \frac{6}{4}\right)(c_2h_6) + \left(3 + \frac{8}{4}\right)(c_3h_8) \\
&\quad + \left(4 + \frac{10}{4}\right)(c_4h_{10}) + \left(5 + \frac{12}{4}\right)(c_5h_{12}) + \left(6 + \frac{14}{4}\right)(c_6h_{14}) + \left(7 + \frac{16}{4}\right)(c_7h_{16}) \\
&\quad - (o_2) \\
&= 0.5 \cdot 0 + 2 \cdot 0.946 + 3.5 \cdot 0.0043 + 5 \cdot 0.0061 + 6.5 \cdot 0.0046 + 8 \cdot 0.0024 \\
&\quad + 9.5 \cdot 0.0068 + 11 \cdot 0.0024 = 2.078 \frac{m_N^3 O_2}{m_N^3 cb}
\end{aligned}$$

$$L_{\min} = \frac{2.078}{0.21} = 9.895 \frac{m_N^3 \text{ aer uscat}}{m_N^3 cb}$$

$$L_{\text{real}} = 1.2 \cdot 9.895 = 11.874 \frac{m_N^3 \text{ aer uscat}}{m_N^3 cb}$$

Debitul de combustibil se transformă în SI:

$$\dot{V}_{cb} = 10 \frac{m^3 cb}{h} = \frac{10}{3600} \frac{m^3 cb}{s} = 0.00277 \frac{m^3 cb}{s}$$

Debitul de aer necesar arderii se determină astfel:

$$\dot{V}_{\text{aer}} = L_{\text{real}} \cdot \dot{V}_{cb} = 11.874 \cdot 0.00277 = 0.0329 \frac{m^3 \text{ aer}}{s}$$

Debitul orar de aer se calculează astfel:

$$\dot{V}_{h,\text{aer}} = \dot{V}_{\text{aer}} \cdot 3600 = 0.0329 \cdot 3600 = 118.4 \frac{m^3 \text{ aer}}{h}$$

d) Volumele parțiale ale fiecărui element din compoziția gazelor de ardere se calculează astfel:

➤ pentru CO_2 :

$$\begin{aligned}
V_{CO_2} &= (co) + (ch_4) + 2 \cdot (c_2h_6) + 3 \cdot (c_3h_8) + 4 \cdot (c_4h_{10}) + 5 \cdot (c_5h_{12}) + 6 \cdot (c_6h_{14}) + 7 \\
&\quad \cdot (c_7h_{16}) + (co_2) \\
&= 0 + 0.946 + 2 \cdot 0.0043 + 3 \cdot 0.0061 + 4 \cdot 0.0046 + 5 \cdot 0.0024 + 6 \cdot 0.0068 \\
&\quad + 7 \cdot 0.0024 + 0.0192 = 1.08 \frac{m_N^3}{m_N^3 cb}
\end{aligned}$$

➤ pentru H_2O :

$$\begin{aligned}
V_{H_2O} &= (h_2) + 2 \cdot (ch_4) + 3 \cdot (c_2h_6) + 4 \cdot (c_3h_8) + 5 \cdot (c_4h_{10}) + 6 \cdot (c_5h_{12}) + 7 \cdot (c_6h_{14}) + 8 \\
&\quad \cdot (c_7h_{16}) + (w) \\
&= 0 + 2 \cdot 0.946 + 3 \cdot 0.0043 + 4 \cdot 0.0061 + 5 \cdot 0.0046 + 6 \cdot 0.0024 + 7 \\
&\quad \cdot 0.0068 + 8 \cdot 0.0024 + 0 = 2.034 \frac{m_N^3}{m_N^3 cb}
\end{aligned}$$

➤ pentru N_2 :

$$V_{N_2} = 0.79 \cdot 9.895 = 7.817 \frac{m_N^3}{m_N^3 cb}$$

Volumul minim de gaze de ardere se determină astfel:

$$V_g^{\min} = 1.08 + 2.034 + 7.817 = 10.93 \frac{m_N^3}{m_N^3 cb}$$

Volumul total al gazelor de ardere este:

$$V_g^t = 10.93 + (1.2 - 1) \cdot 9.895 = 12.9 \frac{m_N^3}{m_N^3 cb}$$

Debitul de gaze arse se determină astfel:

$$\dot{V}_g^t = V_g^t \cdot \dot{V}_{cb} = 12.9 \cdot 0.00277 = 0.036 \frac{m_N^3}{s} = 128.6 \frac{m_N^3}{h}$$

e) Se pornește de la ecuația de bilanț termic:

$$\dot{m}_{\text{aer}} \cdot c_{p,\text{aer}} \cdot (t_2 - t_1) = \dot{V}_{\text{cb}} \cdot H_i \cdot \eta$$

Se obține debitul masic de aer care poate fi încălzit cu ajutorul gazelor de ardere:

$$\dot{m}_{\text{aer}} = \frac{\dot{V}_{\text{cb}} \cdot H_i \cdot \eta}{c_{p,\text{aer}} \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{10 \cdot 35336.38 \cdot 0.96}{1.011 \cdot (300 - 10)} = 1157.03 \frac{\text{kg aer}}{\text{h}} = 0.321 \frac{\text{kg aer}}{\text{s}}$$

3. Termocentrala din Paroșeni [23] produce energie electrică prin arderea huilei. Analiza elementară pentru huilă [24] este: C = 63.75%, H = 4.5%, N = 1.25%, S = 2.51%, Cl = 0.29%, A = 9.7%, W = 11.12%, O = 6.88%. Excesul de aer este $\lambda = 1.3$. Centrala funcționează 3 zile pe săptămână, iar debitul de combustibil introdus în focar este 83 t/h. Să se determine:

- Puterea calorică inferioară a combustibilului;
- Puterea termică a centralei;
- Aerul necesar arderii unui kilogram de combustibil;
- Emisiile de CO₂ pentru un an, considerând că într-un an sunt 52 de săptămâni.

Rezolvare

a) Puterea calorică inferioară a combustibilului este:

$$\begin{aligned} H_i &= 33900 \cdot 0.6375 + 120120 \cdot \left(0.045 - \frac{0.0688}{8}\right) + 9250 \cdot 0.0251 - 2510 \cdot 0.1112 \\ &= 25936.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

b) Valoarea debitului de combustibil se transformă în SI:

$$\dot{m}_{\text{cb}} = 83 \frac{\text{t}}{\text{h}} \rightarrow 23.0556 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Puterea termică a centralei este:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{cb}} \cdot H_i = 23.0556 \cdot 25936.7 = 597.985 \text{ MW}$$

c) $L_{\text{real}} = \lambda \cdot L_{\text{min}}$

$$L_{\text{min}} = \frac{O_{\text{min}}}{0.21} = \frac{22.414 \cdot \left(\frac{0.6375}{12} + \frac{0.045}{4} + \frac{0.0251}{32} - \frac{0.0688}{32}\right)}{0.21} = 6.725 \frac{\text{m}_N^3 \text{ aer uscat}}{\text{kg cb}}$$

În condițiile în care $\lambda = 1.3$, L_{real} devine:

$$L_{\text{real}} = \lambda \cdot L_{\text{min}} = 1.3 \cdot 6.725 = 8.743 \frac{\text{m}_N^3 \text{ aer uscat}}{\text{kg cb}}$$

d) Volumul minim de CO₂ emis în urma arderii unui kg de combustibil este:

$$V_{\text{CO}_2}^{\text{min}} = 1.867 \cdot 0.6375 = 1.19 \frac{\text{m}_N^3}{\text{kg cb}}$$

Volumul total de CO₂ emis în urma arderii unui kg de combustibil, în condițiile în care arderea are loc cu exces de aer este:

$$V_{\text{CO}_2}^{\text{t}} = V_{\text{CO}_2}^{\text{min}} + (\lambda - 1)L_{\text{min}} = 1.19 + (1.3 - 1) \cdot 6.725 = 3.2075 \frac{\text{m}_N^3}{\text{kg cb}} = 3207.5 \frac{\text{m}_N^3}{\text{t cb}}$$

Numărul de ore de funcționare anuală a centralei este:

$$\tau_h = 24 \cdot 3 \cdot 52 = 3744 \text{ h}$$

Consumul anual de combustibil este:

$$m_{\text{cb,an}} = 3744 \cdot 83 = 310752 \text{ t}$$

Volumul total de CO₂ emis pe o perioadă de un an este:

$$V_{\text{CO}_2}^{\text{t,an}} = m_{\text{cb,an}} \cdot V_{\text{CO}_2}^{\text{t}} = 310752 \cdot 3207.5 = 996737040 \text{ m}_N^3 \text{ CO}_2$$

Considerând $\rho_{\text{CO}_2} = 1.98 \text{ kg/m}^3$, emisiile de CO_2 pentru un an sunt:

$$E_{\text{CO}_2} = \frac{\rho_{\text{CO}_2} \cdot V_{\text{CO}_2}^{\text{t,an}}}{1000} = \frac{1.98 \cdot 996737040}{1000} = 1973539.34 \frac{\text{t}_{\text{CO}_2}}{\text{an}}$$

4. Realizați o analiză comparativă a costului anual pentru încălzirea unor sere. Sistemul de încălzire are puterea termică de 50 kW. Se propun 3 combustibili, cu următoarele analize elementare:

- biogaz [25]: $\text{CH}_4 = 58.5\%$, $\text{CO}_2 = 37.3\%$, $\text{H}_2\text{S} = 0.4\%$, $\text{N}_2 = 0.3\%$, $\text{H}_2 = 0.7\%$, $\text{CO} = 1.6\%$, $\text{O}_2 = 1.2\%$.

- brichete de lemn [26]: $\text{C} = 46.48\%$, $\text{H}_2 = 6.10\%$, $\text{O}_2 = 41.80\%$, $\text{N}_2 = 0.63\%$, $\text{A} = 1.17\%$, $\text{W} = 3.82\%$.

- gaz natural [27]: $\text{CH}_4 = 98.43\%$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 0.44\%$, $\text{C}_3\text{H}_8 = 0.19\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.055\%$, $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.055\%$, $\text{CO}_2 = 0.415\%$, $\text{N}_2 = 0.415\%$.

Pentru gazul natural se cunosc puterile calorice inferioare ale următoarelor hidrocarburi de tip C_mH_n : $H_i(\text{C}_3\text{H}_8) = 49972 \text{ kJ/m}^3$; $H_i(\text{C}_4\text{H}_{10}) = 49130 \text{ kJ/m}^3$; $H_i(\text{C}_5\text{H}_{12}) = 48644 \text{ kJ/m}^3$. Instalația de încălzire funcționează 180 de zile/an, 12 ore/zi. Prețul unitar al combustibililor este: biogaz – 2.65 lei/ m^3_{N} , brichete de lemn – 1.5 lei/kg, gaz natural – 2.95 lei/ m^3_{N} .

Rezolvare

Se calculează puterea calorică inferioară a combustibililor.

- biogaz:

$$H_i = 12720 \cdot 0.016 + 10800 \cdot 0.007 + 35910 \cdot 0.585 = 21286.5 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{\text{N}}}$$

- brichete de lemn:

$$H_i = 33900 \cdot 0.4648 + 120120 \cdot \left(0.061 - \frac{0.418}{8}\right) + 9250 \cdot 0 - 2510 \cdot 0.0382 = 16711.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- gaz natural:

$$H_i = 35910 \cdot 0.9843 + 63730 \cdot 0.0044 + 49972 \cdot 0.0019 + 49130 \cdot 0.00055 + 48644 \cdot 0.00055 = 35775.4 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{\text{N}}}$$

Se calculează debitul de combustibil pentru cele 3 cazuri.

- biogaz:

$$\dot{V}_{\text{biogaz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ardere}}}{H_{i,\text{biogaz}}} = \frac{50}{21286.5} = 0.0023489 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{s}} = 8.45604 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{h}}$$

- brichete de lemn:

$$\dot{m}_{\text{brichete}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ardere}}}{H_{i,\text{brichete}}} = \frac{50}{16711.9} = 0.00299188 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 10.770768 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- gaz natural:

$$\dot{V}_{\text{gaz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ardere}}}{H_{i,\text{gaz}}} = \frac{50}{35775.4} = 0.0013976 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{s}} = 5.03136 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{h}}$$

Numărul de ore de funcționare a instalației de încălzire într-un an este:

$$\tau_h = 180 \cdot 12 = 2160 \text{ h}$$

Consumul anual de combustibil este:

- biogaz:

$$V_{\text{biogaz,an}} = 8.45604 \frac{\text{m}^3_{\text{N}}}{\text{h}} \cdot 2160 \text{ h} = 18265.05 \text{ m}^3_{\text{N}}$$

- brichete de lemn:

$$m_{\text{brichete,an}} = 10.770768 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 2160 \text{ h} = 23264.86 \text{ kg}$$

- gaz natural:

$$V_{\text{gaz}} = 5.03136 \frac{\text{m}_N^3}{\text{h}} \cdot 2160 \text{ h} = 10867.74 \text{ m}_N^3$$

Costul anual pentru cele 3 propuneri de combustibili sunt:

- biogaz:

$$C_{\text{biogaz}} = 18265.05 \text{ m}_N^3 \cdot 2.65 \frac{\text{lei}}{\text{m}_N^3} = 48402.4 \text{ lei}$$

- brichete de lemn:

$$C_{\text{brichete}} = 23264.86 \text{ kg} \cdot 1.5 \frac{\text{lei}}{\text{kg}} = 34897.3 \text{ lei}$$

- gaz natural:

$$C_{\text{gaz}} = 10867.74 \text{ m}_N^3 \cdot 2.95 \frac{\text{lei}}{\text{m}_N^3} = 32059.8 \text{ lei}$$

Din punct de vedere economic, soluția cea mai viabilă este gazul natural. În Tabelul 9.4 sunt centralizate rezultatele obținute.

Tabel 9.4 Analiza comparativă a rezultatelor

Parametru	Biogaz	Brichete de lemn	Gaz natural
Puterea calorică inferioară a combustibilului [kJ/m _N ³ sau kJ/kg]	21286.5	16711.9	35775.4
Debitul de combustibil [m _N ³ /h sau kg/h]	8.45604	10.770768	5.03136
Consumul anual de combustibil [m _N ³ sau kg]	18265.05	23264.86	10867.74
Costul anual pentru combustibil [lei]	48402.4	34873.3	32059.8

5. Să se studieze efectele economice și de mediu, în condițiile utilizării motorinei și benzinei pentru un autovehicul cu puterea termică de 125 CP care rulează timp de 2 ore pe autostradă. Analiza elementară a combustibililor este:

- motorină [28]: C = 85.976%, H = 13.64%, S = 0.38%;

- benzină (cifra octanică 95) [29]: C = 84.5%, H = 13.2%, O = 2.3%.

Excesul de aer este $\lambda = 1.15$. Prețul unitar al combustibililor este: motorină – 8.4 lei/kg, benzină – 9.15 lei/kg. Se cere:

a) Puterea calorică inferioară a combustibililor;

b) Debitul de combustibil și cantitatea de combustibil necesară celor două ore de rulare pe autostradă;

c) Aerul necesar arderii unei unități de combustibil;

d) Emisiile de CO₂;

e) Costul aferent celor două ore de rulare cu autoturismul pe autostradă, în cazul fiecărui combustibil.

Rezolvare

a) Puterea calorică inferioară a combustibililor este:

- motorină:

$$H_i = 33900 \cdot 0.85976 + 120120 \cdot \left(0.1364 - \frac{0}{8}\right) + 9250 \cdot 0.0038 - 2510 \cdot 0 = 45565.38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- benzină:

$$H_i = 33900 \cdot 0.845 + 120120 \cdot \left(0.132 - \frac{0.023}{8}\right) + 9250 \cdot 0 - 2510 \cdot 0 = 44156 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

b) 125 CP = 91.91 kW

Debitul de combustibil este:

- motorină:

$$\dot{m}_{\text{motorină}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ardere}}}{H_{i,\text{motorină}}} = \frac{91.91}{45565.38} = 0.002017 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 7.2612 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- benzină:

$$\dot{m}_{\text{benzină}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ardere}}}{H_{i,\text{benzină}}} = \frac{91.91}{44156} = 0.002081 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 7.4916 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Cantitatea de combustibil necesară celor două ore de rulare pe autostradă este:

- motorină:

$$m_{\text{motorină}} = \dot{m}_{\text{motorină}} \cdot \tau = 7.2612 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 2\text{h} = 14.52 \text{ kg}$$

- benzină:

$$m_{\text{benzină}} = \dot{m}_{\text{benzină}} \cdot \tau = 7.4916 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 2\text{h} = 14.98 \text{ kg}$$

c) Aerul necesar arderii unei unități de combustibil:

- motorină:

$$\begin{aligned} L_{\text{real}} &= \lambda \cdot L_{\text{min}} = \lambda \cdot \frac{O_{\text{min}}}{0.21} = 1.15 \cdot \frac{22.414 \cdot \left(\frac{0.85976}{12} + \frac{0.1364}{4} + \frac{0.0038}{32} - \frac{0}{32} \right)}{0.21} \\ &= 1.15 \cdot 11.299 = 12.99 \frac{\text{m}_N^3 \text{ aer uscat}}{\text{kg cb}} \end{aligned}$$

- benzină:

$$\begin{aligned} L_{\text{real}} &= \lambda \cdot L_{\text{min}} = \lambda \cdot \frac{O_{\text{min}}}{0.21} = 1.15 \cdot \frac{22.414 \cdot \left(\frac{0.845}{12} + \frac{0.132}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0.023}{32} \right)}{0.21} = 1.15 \cdot 10.961 \\ &= 12.61 \frac{\text{m}_N^3 \text{ aer uscat}}{\text{kg cb}} \end{aligned}$$

d) Emisiile de CO₂ sunt:

- motorină:

$$V_{\text{CO}_2}^t = 1.867 \cdot c + (\lambda - 1)L_{\text{min}} = 1.867 \cdot 0.85976 + (1.15 - 1) \cdot 11.299 = 3.3 \frac{\text{m}_N^3}{\text{kg cb}}$$

- benzină:

$$V_{\text{CO}_2}^t = 1.867 \cdot c + (\lambda - 1)L_{\text{min}} = 1.867 \cdot 0.845 + (1.15 - 1) \cdot 10.961 = 3.22 \frac{\text{m}_N^3}{\text{kg cb}}$$

e) Costul aferent celor două ore de rulare cu autoturismul pe autostradă, în cazul fiecărui combustibil este:

- motorină:

$$C_{\text{motorină}} = 14.52 \text{ kg} \cdot 8.4 \frac{\text{lei}}{\text{kg}} = 122 \text{ lei}$$

- benzină:

$$C_{\text{benzină}} = 14.98 \text{ kg} \cdot 9.15 \frac{\text{lei}}{\text{kg}} = 137.1 \text{ lei}$$

În Tabelul 9.5 se prezintă analiza comparativă a rezultatelor.

Tabel 9.5 Analiza comparativă a rezultatelor

Parametru	Motorină	Benzină
Puterea calorică inferioară a combustibilului [kJ/kg]	45565.38	44156
Debitul de combustibil [kg/h]	7.2612	7.4916
Cantitatea de combustibil consumată [kg]	14.52	14.98
Aerul necesar arderii unei unități de combustibil [m ³ _N aer uscat/kg cb]	12.99	12.61
Emisiile de CO ₂ [m ³ _N /kg cb]	3.3	3.22
Costul pentru cantitatea de combustibil consumată [lei]	122	137.1

Emisiile de CO₂ sunt mai reduse în cazul utilizării benzinei, iar costul combustibilului este mic la utilizarea motorinei.

9.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Determinați fluxul de căldură dezvoltat prin arderea unei unități de combustibil într-o oră, pentru o serie de combustibili:

- 1 kg/h motorină ($H_i = 42.57$ MJ/kg);
- 1 kg/h antracit ($H_i = 23.6$ MJ/kg);
- 1 kg/h lignit ($H_i = 9.85$ MJ/kg);
- 1 kg/h lemn umed ($H_i = 8.4$ MJ/kg);
- 1 kg/h benzină ($H_i = 43.7$ MJ/kg);
- 1 m³/h CH₄ ($H_i = 35.9$ MJ/ m³);
- 1 m³/h GPL ($H_i = 49.3$ MJ/kg).

2. Analiza elementară pentru aşchii de lemn şi peleţi [30] este redată în Tabelul 9.6.

Tabel 9.6 Analiza elementară pentru aşchii de lemn şi peleţi

Element component	Aşchii de lemn [%]	Peleţi [%]
C	46	50.3
H	5.56	5.7
O	39.5	33.05
N	0.27	0.22
S	0	0.03
W	8	10
A	0.67	0.7

Care dintre cei doi combustibili este mai viabil pentru asigurarea încălzirii şi preparării apei calde menajere pentru o locuinţă care are nevoie de un sistem de încălzire cu puterea nominală de 30 kW? În perioada de încălzire, sistemul funcţionează 150 de zile/an, 14 ore/zi la puterea nominală, iar în restul anului (215 zile), instalaţia funcţionează 2 ore/zi la puterea nominală. Preţul unitar al combustibililor este 1.2 lei/kg pentru aşchii de lemn şi 1.6 lei/kg în cazul peleţilor.

3. O centrală termică de 24 kW deservește sistemul de încălzire al unui apartament de 70 m². Centrala termică funcționează cu gaz natural, însă arzătorul acesteia poate funcționa și cu un amestec de hidrogen de 10%. Tabelul 9.7 cuprinde analiza elementară pentru cei doi combustibili gazoși [31].

Tabel 9.7 Analiza elementară a combustibililor gazoși

Element component	Hidrogen (10%) + Gaz natural (90%)	Gaz natural
CH ₄	83.46%	84.53%
C ₂ H ₆	5.81%	5.87%
C ₃ H ₈	2.78%	2.82%
C ₄ H ₁₀	1.77%	1.79%
C ₅ H ₁₂	0.65%	0.66%
C ₆ H ₁₄	0.19%	0.20%
CO ₂	0.67%	0.68%
N ₂	3.41%	3.45%
H ₂	1.26%	0.00%

Excesul de aer este $\lambda = 1.08$. Puterile calorice inferioare ale hidrocarburilor de tip C_mH_n sunt: $H_i(C_3H_8) = 49972 \text{ kJ/m}^3$; $H_i(C_4H_{10}) = 49130 \text{ kJ/m}^3$; $H_i(C_5H_{12}) = 48644 \text{ kJ/m}^3$; $H_i(C_6H_{14}) = 48313 \text{ kJ/m}^3$. În cazul utilizării celor doi combustibili, să se determine:

- Puterea calorică inferioară a combustibililor;
- Debitul de aer necesar arderii;
- Debitul de gaze de ardere rezultat în urma arderii;
- Debitul de combustibil;
- Costul de utilizare al combustibililor pentru un sezon de încălzire, considerând că perioada de încălzire este de 1800 ore/an, prețul gazului natural este 2.8 lei/m³_N, iar prețul amestecului de gaz natural și hidrogen este 3.75 lei/m³_N.

4. În cazul unui autovehicul dotat cu un motor compatibil pentru utilizarea combustibililor ecologici, cu puterea maximă de 115 CP, se poate utiliza biodiesel (C = 76.2%, H = 12.6%, O = 11.2%) sau motorină obținută din materii prime regenerabile (C = 84.9%, H = 15.1%) [32]. Să se realizeze o comparație cei doi combustibili cu privire la puterea calorică inferioară, debitul de combustibil (la puterea maximă) și prețul pentru un rezervor de 50 de litri. Densitatea pentru biodiesel este 880 kg/m³, iar pentru motorină obținută din materii prime regenerabile este 790 kg/m³. Prețul unitar pentru biodiesel este 4.5 lei/kg, iar pentru motorină obținută din materii prime regenerabile este 5.5 lei/kg.

5. Realizați o comparație între etanol și benzină (cifra octanică 95), investigând puterea calorică, aerul minim necesar arderii și volumul minim de gaze arse pentru o unitate de combustibil. Compoziția etanolului este: C = 52.2%, H = 13%, O = 34.8%, iar a benzinei este: C = 84.5%, H = 13.2%, O = 2.3% [29].

CAPITOLUL 10. CONDUȚIE ȘI CONVECȚIE TERMICĂ

10.1 NOȚIUNI TEORETICE

Conducția termică

Conducția termică reprezintă procesul de transfer al căldurii dintr-o regiune cu temperatura mai ridicată către o regiune cu temperatura mai scăzută, în interiorul unui mediu staționar (solid sau fluid) datorită interacțiunii dintre particule.

Conducția termică în regim staționar prin perete plan omogen

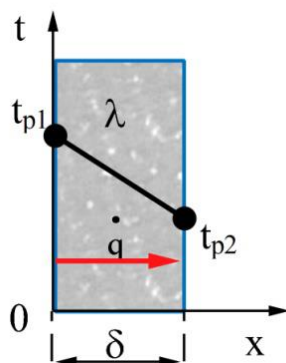


Figura 10.1 Secțiune prin peretele plan omogen

Rezistența termică a peretelui plan se calculează astfel:

$$R_t = \frac{\delta}{\lambda} \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad (10.1)$$

unde δ [m] este grosimea peretelui, iar λ [W/mK] este conductivitatea termică a materialului.

Fluxul termic unitar este definit astfel:

$$\dot{q} = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{R_t} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (10.2)$$

unde t_{p1} , t_{p2} [°C] sunt temperaturile pe cele două fețe ale peretelui.

Fluxul de căldură transmis prin suprafața S este:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{R_t} \cdot S [W] \quad (10.3)$$

Variația temperaturii printr-un perete plan sau distribuția căldurii:

$$t = \frac{t_{p2} - t_{p1}}{\delta} \cdot x + t_{p1} [^{\circ}C] \quad (10.4)$$

Conducția termică în regim staționar prin perete plan neomogen

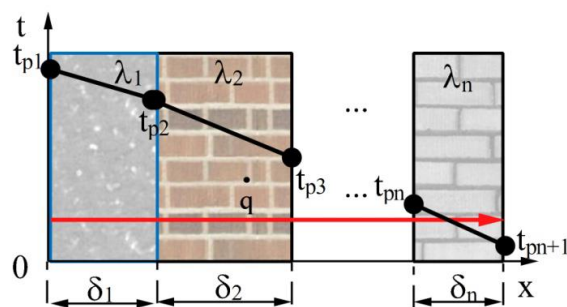


Figura 10.2 Secțiune prin peretele plan neomogen

Rezistența termică echivalentă este:

$$R_{t,ech} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_n}{\lambda_n} \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad (10.5)$$

unde δ_n [m] este grosimea stratului n , iar λ_n [W/mK] este conductivitatea termică a materialului din stratul n .

Fluxul termic unitar este definit astfel:

$$\dot{q} = \frac{t_{p1} - t_{pn+1}}{R_{t,ech}} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (10.6)$$

unde t_{p1}, t_{pn+1} [°C] sunt temperaturile pe cele două fețe ale peretelui.

În regim staționar, fluxul unitar de căldură $\dot{q}$ este constant în fiecare strat:

$$\dot{q} = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{p1} - t_{p2}) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{p2} - t_{p3}) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (10.7)$$

Conducția termică în regim staționar prin perete cilindric omogen

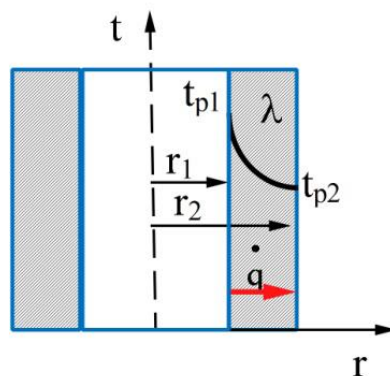


Figura 10.3 Secțiune prin peretele cilindric omogen

Rezistența termică este:

$$R_t = \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \left[\frac{mK}{W} \right] \quad (10.8)$$

unde λ [W/mK] este conductivitatea termică a materialului, iar r_1, r_2 [m] este raza secțiunii circulare.

Fluxul termic liniar este:

$$\dot{Q}_l = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{R_t} \left[\frac{W}{m} \right] \quad (10.9)$$

Variația temperaturii prin perete se calculează astfel:

$$t = t_{p1} - (t_{p1} - t_{p2}) \cdot \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} [^{\circ}\text{C}] \quad (10.10)$$

Fluxul de căldură transmis prin suprafața S este:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_l \cdot S = \dot{Q}_l \cdot 2\pi \cdot r \cdot l [W] \quad (10.11)$$

Conducția termică în regim staționar prin perete cilindric neomogen

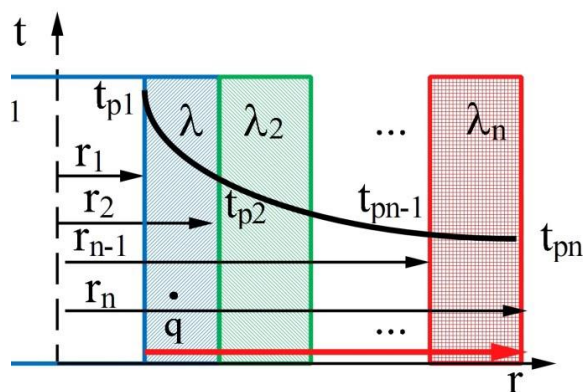


Figura 10.4 Secțiune prin peretele cilindric neomogen

Rezistența termică echivalentă este:

$$R_{t,ech} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi\lambda_i} \cdot \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} \left[\frac{mK}{W} \right] \quad (10.12)$$

Fluxul termic liniar este:

$$\dot{Q}_l = \frac{t_{p1} - t_{pn+1}}{R_t} \left[\frac{W}{m} \right] \quad (10.13)$$

În regim staționar, fluxul liniar de căldură este egal în cele n straturi cilindrice:

$$\dot{Q}_l = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{1}{2\pi\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}} \quad (10.14)$$

Fluxul de căldură transmis prin suprafața S este:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_l \cdot S = \dot{Q}_l \cdot 2\pi \cdot r \cdot l [W] \quad (10.15)$$

Convecția liberă

Mecanismul transferului de căldură prin convecție liberă este reprezentat de mișcarea unui fluid peste suprafața liberă a unui perete, mișcare produsă de diferența de densitate a fluidului, datorată diferenței de temperatură obținută prin procesul de schimb de căldură.

Algoritmul care trebuie parcurs pentru determinarea fluxului de căldură transmis prin convecție liberă:

- ✓ Identificarea proprietăților fluidului în funcție de temperatură;
- ✓ Calcularea valorii criteriului de similitudine Grashoff:

$$Gr = \frac{g \cdot l_c^3 \cdot (t_p - t_f)}{T_f \cdot \nu^2} [-] \quad (10.16)$$

unde: g – accelerația gravitațională [m^2/s]; l_c – lungimea caracteristică [m] (se analizează pentru fiecare caz în parte); ν – vâscozitate cinematică [m^2/s]; t_p – temperatura peretelui, [$^{\circ}\text{C}$]; t_f – temperatura fluidului [$^{\circ}\text{C}$];

T_f – temperatura fluidului [K].

- ✓ Calcularea valorii criteriului de similitudine Rayleigh și stabilirea regimului de curgere:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (10.17)$$

Dacă $Ra < 10^3 \rightarrow$ regim laminar;

Dacă $10^3 < Ra < 10^9 \rightarrow$ regim tranzitoriu; iar valorile coeficienților sunt: $C=0.59$, $n=1/4$;

Dacă $10^9 < Ra < 10^{13} \rightarrow$ regim turbulent; iar valorile coeficienților sunt: $C=0.13$, $n=1/3$.

- ✓ Calcularea valorii criteriului de similitudine Nusselt adecvat convecției naturale:

$$Nu = C \cdot Ra^n \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0.25} \quad (10.18)$$

unde Pr_p este valoarea criteriului Prandtl pentru fluid, dar la temperatura peretelui.

- ✓ Calcularea valorii coeficientului de convecție α :

$$\alpha = \frac{N \cdot \lambda}{l_c} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (10.19)$$

- ✓ Calcularea fluxului de căldură schimbat între perete și aerul înconjurător:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (t_p - t_f) [W] \quad (10.20)$$

Convecția forțată

Dacă mișcarea fluidului este cauzată de un lucru mecanic din exterior (pompă, ventilator) transmiterea căldurii se face prin convecție forțată.

Algoritmul care trebuie parcurs pentru determinarea fluxului de căldură transmis prin convecție forțată:

- ✓ Identificarea proprietăților fluidului din tabel;
- ✓ Determinarea valorii criteriului Reynolds:

$$Re = \frac{w \cdot l_c}{\nu} \quad (10.21)$$

unde: w - viteza de curgere a fluidului [m/s]; $l_c = d_h$ – lungime caracteristică sau diametru hidraulic și se determină cu relația: $d_h = \frac{4 \cdot A}{P}$ [m]; A – aria secțiunii de curgere; P_u – perimetru udat de fluid la trecerea prin secțiunea de curgere, ν – viscozitatea cinematică a fluidului, [m²/s].

- ✓ Stabilirea regimului de curgere:

Dacă $Re < 2320 \rightarrow$ regim laminar

Dacă $2320 < Re < 10^4 \rightarrow$ regim tranzitoriu

Dacă $Re > 10^4 \rightarrow$ regim turbulent

Se alege ecuația criterială adecvată. În cazul curgerii peste o placă plană, ecuația criterială este:

$$Nu = 0.032 \cdot Re^{0.8} \quad (10.22)$$

Ecuația criterială adecvată pentru convecția forțată în interiorul conductelor și canalelor (*Internal Flow*) se alege din tabele.

- ✓ Se calculează valoarea coeficientului de convecție:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_c} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (10.23)$$

- ✓ Se calculează fluxul de căldură schimbat între perete și fluid:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (t_p - t_f) [W] \quad (10.24)$$

În Tabelul 10.1 se prezintă proprietățile fizice ale aerului uscat, iar în Tabelul 10.2 se prezintă proprietățile fizice ale apei.

Tabel 10.1 Proprietățile fizice ale aerului uscat

t [°C]	ρ [kg/m ³]	cp [J/kgK]	λ [W/mK]	v [m ² /s]	Pr [-]
-10	1.342	1009	0.0236	$12.43 \cdot 10^{-6}$	0.712
0	1.293	1005	0.0244	$13.28 \cdot 10^{-6}$	0.707
10	1.247	1005	0.0251	$14.16 \cdot 10^{-6}$	0.705
20	1.205	1005	0.0259	$15.06 \cdot 10^{-6}$	0.703
30	1.165	1005	0.0267	$16.00 \cdot 10^{-6}$	0.701
40	1.128	1005	0.0276	$16.96 \cdot 10^{-6}$	0.699
50	1.093	1005	0.0283	$17.95 \cdot 10^{-6}$	0.698
60	1.060	1005	0.0290	$18.97 \cdot 10^{-6}$	0.696
70	1.029	1009	0.0296	$20.02 \cdot 10^{-6}$	0.694
80	1.000	1009	0.0305	$21.09 \cdot 10^{-6}$	0.692
90	0.972	1009	0.0313	$22.10 \cdot 10^{-6}$	0.690
100	0.946	1009	0.0321	$23.12 \cdot 10^{-6}$	0.688

Tabel 10.2 Proprietățile fizice ale apei

t [°C]	ρ [kg/m ³]	cp [J/kgK]	λ [W/mK]	v [m ² /s]	Pr [-]
0	999.9	4212	0.551	$1.789 \cdot 10^{-6}$	13.67
10	999.7	4191	0.574	$1.306 \cdot 10^{-6}$	9.52
20	998.2	4183	0.599	$1.006 \cdot 10^{-6}$	7.02
30	995.7	4174	0.618	$0.805 \cdot 10^{-6}$	5.42
40	992.2	4174	0.635	$0.659 \cdot 10^{-6}$	4.31
50	988.1	4174	0.648	$0.556 \cdot 10^{-6}$	3.54
60	983.1	4179	0.659	$0.478 \cdot 10^{-6}$	2.98
70	977.8	4187	0.668	$0.415 \cdot 10^{-6}$	2.55
80	971.8	4195	0.674	$0.365 \cdot 10^{-6}$	2.21
90	965.3	4208	0.680	$0.326 \cdot 10^{-6}$	1.95
100	958.4	4220	0.683	$0.295 \cdot 10^{-6}$	1.75
110	951.0	4233	0.685	$0.272 \cdot 10^{-6}$	1.60

10.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Să se determine fluxul de căldură unitar transmis printr-un perete plan omogen de sticlă, pentru care se cunosc următoarele aspecte:

- Grosimea peretelui, $\delta = 30$ mm;
- Conductivitatea termică, $\lambda = 0.9$ W/mK;
- Diferența de temperatură dintre cele două fețe ale peretelui, $\Delta t = 30$ °C.

Rezolvare

$$\dot{q} = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{R_t} = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{30 \text{ K}}{\frac{0.03 \text{ m}}{0.9 \text{ W/mK}}} = 900 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

2. Să se determine valoarea conductivității termice medii a materialului unui perete plan omogen pentru care se cunoaște:

- Grosimea peretelui, $\delta = 20$ mm;
- Diferența de temperatură între cele 2 fețe ale peretelui, $\Delta t = 25$ °C,
- Fluxul termic unitar care trece prin perete, $\dot{q} = 100$ W/m².

Rezolvare

$$\lambda = \frac{\delta}{R_t} = \frac{\delta}{\frac{t_{p1} - t_{p2}}{\dot{q}}} = \frac{0.02 \text{ m}}{\frac{25 \text{ K}}{100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}} = 0.08 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

3. O conductă de PPR cu diametrul interior de 73.4 mm și diametrul exterior de 110 mm transportă apă caldă. Temperatura peretelui conductei este de 80 °C. Stratul de izolație al conductei va asigura temperatura pe fața exterioară izolației de 10 °C. Fluxul de căldură unitar liniar admis pentru transferul căldurii prin peretele conductei izolate este de 38 W/m. Conductivitatea termică pentru PPR este de 0.15 W/mK, iar a izolației este 0.035 W/mK. Să se determine grosimea izolației.

Rezolvare

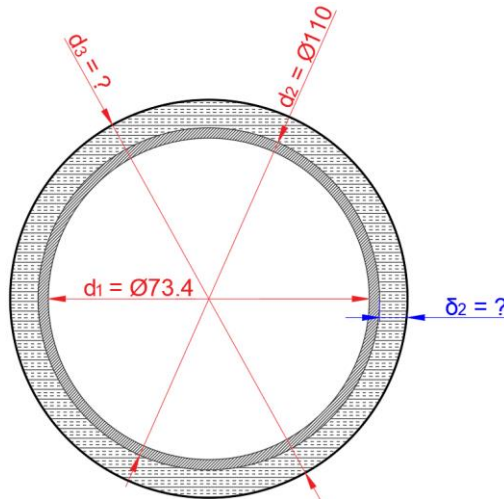


Figura 10.5 Secțiune prin peretele cilindric al conductei

$$\dot{Q}_1 = \frac{t_{p1} - t_{p3}}{R_t} \rightarrow R_t = \frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} = \frac{80 - 20}{100} = 0.6 \frac{\text{mK}}{\text{W}}$$

$$R_{t,\text{ech}} = \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} = 0.6 \frac{\text{mK}}{\text{W}}$$

$$t_{p1} - t_{p3} = \dot{Q}_1 \cdot \left(\frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} \right)$$

$$\frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} = \left(\frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} \right)$$

$$\frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} - \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{2\pi\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}$$

$$\frac{d_3}{d_2} = \left(\frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} - \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \right) \cdot 2\pi\lambda_2$$

$$\ln d_3 - \ln d_2 = \left(\frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} - \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \right) \cdot 2\pi\lambda_2$$

$$\ln d_3 = \left(\frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} - \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \right) \cdot 2\pi\lambda_2 + \ln d_2$$

$$d_3 = e^{\left(\frac{t_{p1} - t_{p3}}{\dot{Q}_1} - \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \right) \cdot 2\pi\lambda_2 + \ln d_2} = e^{-1.8965} = 0.150 \text{ m}$$

$$d_3 - d_2 = 2 \cdot \delta_2 \rightarrow \delta_2 = \frac{d_3 - d_2}{2} = \frac{0.150 - 0.110}{2} = 0.020 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

4. Un perete în care este montată o serpentină de încălzire are înălțimea de 2.75 m și lungimea de 5 m. Temperatura pe fața exterioară a peretelui este de 30 °C, iar temperatura aerului din mediul înconjurător este 20 °C. Se cere să se determine:

- Proprietățile fluidului la temperatura fluidului;
- Valoarea criteriului Prandtl la temperatura peretelui;
- Criteriul de similitudine Grassofoff;
- Regimul de curgere în funcție de criteriul de similitudine Raylaight;
- Valoarea criteriului de similitudine Nusselt în funcție de ecuația criterială caracteristică;
- Coeficientul de convecție;
- Fluxul de căldură transmis de la perete la mediul înconjurător.

Rezolvare

- Identificarea proprietăților aerului la temperatura de 20°C din Tabelul 10.1.

- Coeficientul de conductivitate termică, $\lambda = 0.0259 \text{ W/mK}$

- Vâscozitatea cinematică, $\nu = 15.06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

- Valoarea criteriului Prandtl, $Pr = 0.703$

- Criteriul Prandtl la temperatura peretelui ($t_p = 30 \text{ °C}$), extras din Tabelul 10.1 este $Pr = 0.701$

- Criteriul Grassofoff se calculează astfel:

$$Gr = \frac{9.81 \cdot 5^3 \cdot (30 - 20)}{(20 + 273.15) \cdot (15.06 \cdot 10^{-6})^2} = 1.84 \cdot 10^{11}$$

În acest caz, lungimea caracteristică l_c se consideră înălțimea peretelui.

- Criteriul Raylaight se calculează astfel:

$$Ra = Gr \cdot Pr = 1.84 \cdot 10^{11} \cdot 0.703 = 1.29 \cdot 10^{11}$$

Regimul de curgere pentru valoarea obținută a criteriul Raylaight este turbulent.

- Criteriul Nusselt se calculează astfel:

$$Nu = 0.13 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0.25} = 0.13 \cdot (1.29 \cdot 10^{11})^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{0.703}{0.701} \right)^{0.25} = 658.44$$

- Coeficientul de convecție se calculează astfel:

$$\alpha = \frac{658.44 \cdot 0.0259}{5} = 3.41 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

- Fluxul de căldură transmis de la peretele la mediul înconjurător se calculează astfel:

$$\dot{Q} = 3.41 \cdot (2.75 \cdot 5) \cdot (30 - 20) = 468.98 \text{ W}$$

5. Un dispozitiv electronic este răcit cu aer, suflat în lungul acestuia cu viteza de 5 m/s. Dispozitivul are dimensiunile de 2 cm și 10 cm. Dacă temperatura dispozitivului este de 60 °C, iar temperatura aerului suflat peste acesta este de 10 °C se cere să se determine:

- Proprietățile fluidului;
- Regimul de curgere în funcție de valoarea criteriului de similitudine Reynolds;
- Ecuația criterială adecvată criteriului Nusselt;
- Coeficientul de convecție;
- Fluxul de căldură transmis de la dispozitiv la aer.

Rezolvare

a) Identificarea proprietăților aerului la temperatura de 10°C din Tabelul 10.1.

- Coeficientul de conductivitate termică, $\lambda = 0.0251 \text{ W/mK}$
- Vâscozitatea cinematică, $\nu = 14.16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Valoarea criteriului Prandtl, $Pr = 0.705$

b) Criteriul Reynolds se calculează astfel:

$$Re = \frac{5 \cdot 0.10}{14.16 \cdot 10^{-6}} = 3.53 \cdot 10^4 > 10^4 \rightarrow \text{regim turbulent}$$

c) Criteriul Nusselt se calculează astfel:

$$Nu = 0.032 \cdot (3.53 \cdot 10^4)^{0.8} = 139.11$$

d) Coeficientul de convecție se calculează astfel:

$$\alpha = \frac{139.11 \cdot 0.0251}{0.1} = 34.92 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

e) Fluxul de căldură transmis de la dispozitiv la aer se calculează astfel:

$$\dot{Q} = 34.92 \cdot (0.02 \cdot 0.1) \cdot (60 - 10) = 3.49 \text{ W}$$

10.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Pe fața interioară a unui perete cu grosimea de 30 cm, realizat din BCA, cu $\lambda = 0.12 \text{ W/mK}$, se măsoară temperatura de 24.3 °C. Peretele are înălțimea de 2.7 m, iar lungimea de 6.2 m. Fluxul termic pierdut de perete este 122 W. Care este valoarea temperaturii pe fața exterioară a peretelui?

2. Un perete plan realizat din cărămidă de 25 cm ($\lambda_c = 0.19 \text{ W/mK}$) și izolat cu spumă poliuretanică ($\lambda_{iz} = 0.024 \text{ W/mK}$). Dacă diferența de temperatură pe cele două fețe ale peretelui este 16 °C, iar fluxul termic specific transferat prin perete este 12.142 W/m², aflați care este grosimea stratului de izolație.

3. Un convector cu o suprafață de 0.792 m² încălzește un dormitor. Temperatura medie pe suprafața convectorului este 55 °C, iar temperatura aerului este 19 °C. Determinați coeficientul de convecție și fluxul de căldură transferat de la convector în cameră.

4. Un radiator cu aripioare fără ventilator este utilizat pentru răcirea pasivă a procesorului unui computer. Dimensiunile radiatorului sunt: lungime $L = 40 \text{ mm}$, lățime $l = 40 \text{ mm}$, înălțime $h = 20 \text{ mm}$. Temperatura aerului este 24 °C, iar temperatura medie pe suprafața radiatorului este 68 °C. Calculați fluxul termic transferat prin convecție de la radiator la aerul ambiental.

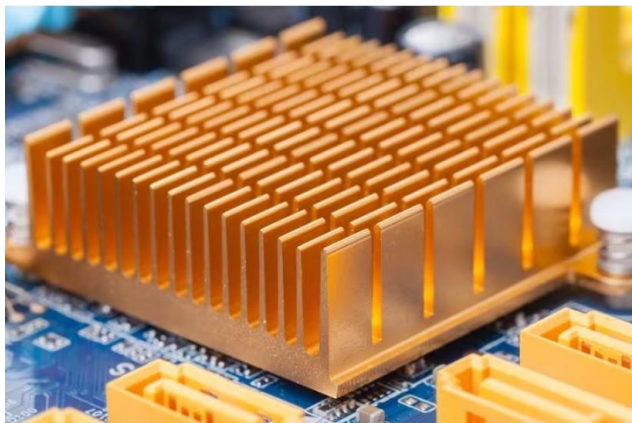


Figura 10.5 Radiator cu aripioare utilizat la răcirea pasivă a componentelor electronice [33]

5. Procesorul unui computer este răcit prin intermediul unui radiator și a unui ventilator. Răcirea activă intensifică transferul de căldură convectiv, viteza aerului fiind 4.5 m/s. Temperatura aerului este 30 °C, iar temperatura medie pe suprafața ansamblului de răcire este 48 °C. Unitatea de răcire are dimensiunile: lungime $L = 70$ mm, lățime $l = 70$ mm, înălțime $h = 40$ mm. Să se determine coeficientul de convecție termică de la unitatea de răcire la aer și puterea termică specifică disipată către aer.



Figura 10.6 Răcirea unui procesor cu radiator și ventilator [34]

CAPITOLUL 11. RADIAȚIE TERMICĂ ȘI SCHIMB GLOBAL DE CĂLDURĂ

11.1 NOȚIUNI TEORETICE

Radiația termică

Transferul de căldură prin radiație se realizează prin unde electromagnetice între două suprafețe solide care nu se afla în contact, respectiv între un gaz și suprafața incintei care îl conține.

Fluxul energetic reprezintă energia radiată în unitatea de timp:

$$\dot{Q}_e = M_e \cdot S \text{ [W]} \quad (11.1)$$

unde M_e [W/m²] este puterea emisivă, iar S [m²] este suprafața de schimb de căldură.

Puterea emisivă reprezintă fluxul energetic radiat pe unitatea de suprafață, la o anumită temperatură:

$$M_e = \varepsilon \cdot C^0 \cdot T^4 \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.2)$$

unde ε [-] este factorul de emisie al materialului, C^0 este coeficientul de radiație al corpului negru absolut, T [K] este temperatura corpului.

Intensitatea radiației reprezintă puterea emisivă corespunzătoare unei lungimi de undă. Emisivitatea termică (factor de emisie), ε , reprezintă raportul dintre puterea de emisie a unui corp și puterea de emisie a corpului negru, aflat la aceeași temperatură. Valoarea factorului de emisie este în intervalul 0...1 și se preia din tabele în funcție de tipul materialului.

Coeficientul de radiație al corpului negru absolut este $C^0 = 5.67 \cdot 10^{-8}$ [W/(m² K⁴)].

În Tabelul 11.1 sunt prezentate valori ale factorului de emisie pentru diferite materiale.

Tabel 11.1 Valori ale factorului de emisie pentru diferite materiale

Material	Factor de emisie
Metale polizate	
Platină	0.054-0.104
Aur	0.018-0.035
Nichel	0.07-0.086
Fier	0.052-0.064
Plumb	0.057-0.075
Metale oxidate	
Cupru oxidat	0.78
Fier ruginit	0.61-0.85
Nichel	0.11
Materiale de construcții	
Căramidă	0.93
Ciment	0.83
Lemn brut	0.83
Sticlă	0.94
Asfalt	0.93
Vopsele	
Lac email	0.85-0.95
Lac negru mat	0.97
Vopsea de aluminiu	0.20-0.35

Transferul de căldură prin radiație între corpuri solide**A) Între două plăci plane paralele infinite**

Fluxul termic unitar schimbat prin radiație între cele două suprafețe:

$$\dot{q} = \varepsilon_{r12} \cdot C^0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.3)$$

unde ε_{r12} este factorul de emisie redus al celor două suprafețe, definit astfel:

$$\varepsilon_{r12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (11.4)$$

B) Între două plăci plane paralele infinite între care se intercalează un ecran

Fluxul termic unitar transmis în prezența ecranului este :

$$\dot{q} = \varepsilon_{r1e2} \cdot C^0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.5)$$

unde:

- factorul de emisie redus între placa 1 – ecran – placa 2 se determină cu relația:

$$\varepsilon_{r1e2} = \frac{\varepsilon_{r1e} \cdot \varepsilon_{re2}}{\varepsilon_{r1e} + \varepsilon_{re2}} \quad (11.6)$$

- factorul de emisie redus între placa 1 și ecran se determină cu relația:

$$\varepsilon_{r1e} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_e} - 1} \quad (11.7)$$

- factorul de emisie redus între ecran și placa 2 se determină cu relația:

$$\varepsilon_{re2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_e} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (11.8)$$

- fluxul termic unitar transmis între placa 1 și ecran se determină cu relația:

$$\dot{q}_{1e} = \varepsilon_{r1e} \cdot C^0 \cdot (T_1^4 - T_e^4) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.9)$$

- fluxul termic unitar transmis între ecran și placa 2 se determină cu relația:

$$\dot{q}_{e2} = \varepsilon_{re2} \cdot C^0 \cdot (T_e^4 - T_2^4) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.10)$$

Schimb global de căldură

Schimbul global de căldură reprezintă transferul termic între două fluide de temperaturi diferite, despărțite printr-un perete omogen sau compus din mai multe straturi, de diferite forme. În acest schimb termic sunt prezente simultan: conducția, convecția și radiația termică în proporții diferite.

Schimb global de căldură prin pereți plani

Figura 11.1 prezintă schematic mecanismul de schimb global de căldură prin pereți plani.

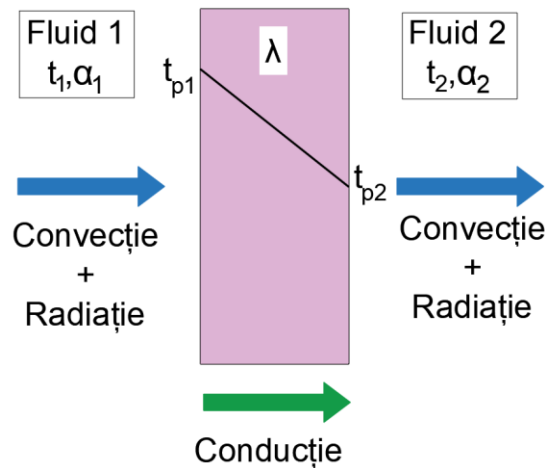


Figura 11.1 Schimb global de căldură prin pereți plani

Coeficientul global de transfer termic (k) este:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (11.11)$$

unde δ [m] este grosimea peretelui, λ [W/mK] este conductivitatea termică a materialului, iar α_1 , α_2 [W/m²K] sunt coeficienții de convecție termică dintre fluide și perete.

Fluxul termic unitar transmis între cele două fluide:

$$\dot{q} = k \cdot (t_1 - t_2) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.12)$$

Fluxul termic transferat între cele două fluide:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot (t_1 - t_2) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (11.13)$$

Dacă peretele este format din n straturi se mărește rezistența la transmiterea căldurii prin conducție, astfel încât expresia lui k devine:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (11.14)$$

Schimb global de căldură prin pereți cilindrici

Figura 11.2 prezintă schematic mecanismul de schimb global de căldură prin pereți cilindrici.

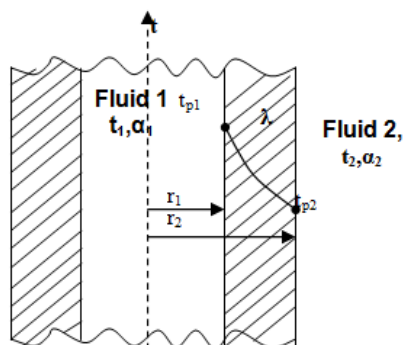


Figura 11.2 Schimb global de căldură prin pereți cilindrici

Coeeficientul global longitudinal de transfer termic:

$$k_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2} \right)} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (11.15)$$

Fluxul termic liniar schimbat între cele două fluide:

$$\dot{Q}_l = k_l \cdot (t_1 - t_2) \left[\frac{W}{m} \right] \quad (11.16)$$

Fluxul termic total schimbat între cele două fluide:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_l \cdot L = k_l \cdot L \cdot (t_1 - t_2) [W] \quad (11.17)$$

unde L – este lungimea peretelui cilindric [m].

11.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. O sobă de teracotă încălzește două camere și are dimensiunile: înălțimea 2 m, lungimea 1.5 m, lățimea 0.8 m. Temperatura medie pe suprafața sobei este de 80 °C, iar factorul de emisivitate al plăcilor ceramice este 0.75. Să se determine fluxul de căldură radiat de sobă.

Rezolvare

Puterea emisivă se calculează astfel:

$$M_e = 0.75 \cdot (5.67 \cdot 10^{-8}) \cdot (80 + 273.15)^4 = 661.4 \frac{W}{m^2}$$

La calculul suprafeței sobei se consideră că partea din spate transferă căldură doar pe 50% din suprafață, iar în partea inferioară a sobei, pe toate cele 4 fețe, pe înălțimea de 0.5 m nu există transfer de căldură. Suprafața sobei se calculează astfel:

$$S_{\text{sobă}} = 2 \cdot (2 \cdot 0.8 - 0.5 \cdot 0.8) + 1.5 \cdot (2 \cdot 1.5 - 0.5 \cdot 1.5) = 5.775 m^2$$

Fluxul de căldură radiat de sobă este calculat astfel:

$$\dot{Q}_e = 661.4 \cdot 5.775 = 3816.3 W$$

2. Două plăci plane și paralele sunt amplasate la o distanță mică în raport cu dimensiunile lor. Prima placă este din cărămidă refractară, are temperatura de 400 °C și factorul de emisivitate este 0.9. A doua placă este din oțel, are temperatura de 30 °C și factorul de emisivitate este 0.7. Să se calculeze de câte ori se reduce fluxul de căldură unitar dacă între cele două plăci se intercalează un ecran de aluminiu ce are factorul de emisivitate 0.04.

Rezolvare

Factorul de emisie redus al celor două plăci se calculează astfel:

$$\varepsilon_{r12} = \frac{1}{\frac{1}{0.9} + \frac{1}{0.7} - 1} = 0.65$$

Fluxul termic unitar schimbat prin radiație între cele două plăci se calculează astfel:

$$\dot{q}_{r12} = 0.65 \cdot (5.67 \cdot 10^{-8}) \cdot [(400 + 273.15)^4 - (30 + 273.15)^4] = 7256.1 \frac{W}{m^2}$$

Factorul de emisie redus între placa 1 și ecran:

$$\varepsilon_{r1e} = \frac{1}{\frac{1}{0.9} + \frac{1}{0.04} - 1} = 0.03982$$

Factorul de emisie redus între ecran și placa 2:

$$\varepsilon_{re2} = \frac{1}{\frac{1}{0.04} + \frac{1}{0.7} - 1} = 0.03933$$

Factorul de emisie redus între placa 1 – ecran – placa 2:

$$\varepsilon_{r1e2} = \frac{0.03982 \cdot 0.03933}{0.03982 + 0.03933} = 0.0197$$

Fluxul termic unitar transmis în prezența ecranului este:

$$\dot{q}_{r1e2} = 0.01979 \cdot (5.67 \cdot 10^{-8}) \cdot [(400 + 273.15)^4 - (30 + 273.15)^4] = 220.9 \frac{W}{m^2}$$

Fluxul termic se reduce de aproximativ 33 de ori, în cazul intercalării ecranului de aluminiu:

$$\frac{\dot{q}_{r12}}{\dot{q}_{r1e2}} = \frac{7256.1}{220.9} \cong 33 \text{ ori}$$

3. Camera unei locuințe unifamiliale are doi pereți exteriori. Dimensiunile pereților sunt 2.5 m x 5 m și 2.5 m x 4 m. Pereții sunt din plăci de beton armat, având grosimea de 30 cm și conductivitatea termică 0.8 W/mK. Coeficientul de convecție între aerul din cameră și peretele interior este 8 W/m²K. Coeficientul de convecție dintre aerul exterior și perete este 21 W/m²K. Temperatura aerului din interiorul camerei este de 22 °C, iar temperatura aerului exterior este -26 °C. Geamul de tip termopan are dimensiunile 2.5 m x 1.3 m și coeficientul global de schimb de căldură 1.1 W/m²K. Să se calculeze de câte ori se reduce fluxul de căldură dacă pereții sunt izolați cu plăci de polistiren expandat cu grosimea de 10 cm și conductivitatea termică de 0.04 W/mK.

Rezolvare

Fluxul de căldură total în cazul pereților neizolați se calculează:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{perete}} + \dot{Q}_{\text{geam}}$$

Fluxul termic pierdut prin pereții neizolați se determină astfel:

$$\dot{Q}_{\text{perete}} = S_{\text{perete}} \cdot k_{\text{perete}} \cdot \Delta t$$

Suprafața pereților devine:

$$S_{\text{perete}} = (2.5 \cdot 4) + (2.5 \cdot 5) - (1.3 \cdot 2.5) = 19.25 \text{ m}^2$$

Coeficientul global de schimb de căldură este:

$$k_{\text{perete}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{perete}}}{\lambda_{\text{perete}}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.3}{0.8} + \frac{1}{21}} = 1.83 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fluxul termic pierdut prin pereții neizolați devine:

$$\dot{Q}_{\text{perete}} = 19.25 \cdot 1.83 \cdot (22 - (-26)) = 1691 \text{ W}$$

Fluxul termic pierdut prin geam se determină astfel:

$$\dot{Q}_{\text{geam}} = S_{\text{geam}} \cdot k_{\text{geam}} \cdot \Delta t = (1.3 \cdot 2.5) \cdot 1 \cdot (22 - (-26)) = 156 \text{ W}$$

Fluxul termic pierdut prin pereții neizolați devine:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 1691 + 156 = 1847 \text{ W}$$

În urma izolării pereților, fluxul termic total se calculează astfel:

$$\dot{Q}_{\text{total_izolat}} = \dot{Q}_{\text{perete_izolat}} + \dot{Q}_{\text{geam}}$$

Fluxul termic pierdut prin pereții izolați se determină astfel:

$$\dot{Q}_{\text{perete_izolat}} = S_{\text{perete}} \cdot k_{\text{perete_izolat}} \cdot \Delta t$$

Coeficientul global de schimb de căldură este:

$$k_{\text{perete_izolat}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{perete}}}{\lambda_{\text{perete}}} + \frac{\delta_{\text{izolație}}}{\lambda_{\text{izolație}}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.3}{0.8} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{1}{21}} = 0.328 \frac{W}{m^2K}$$

Fluxul termic pierdut prin pereții izolați devine:

$$\dot{Q}_{\text{perete_izolat}} = 19.25 \cdot 0.328 \cdot (22 - (-26)) = 303 \text{ W}$$

Fluxul termic total devine:

$$\dot{Q}_{\text{total_izolat}} = 303 + 156 = 459 \text{ W}$$

În urma izolării pereților, fluxul termic total se reduce de aproximativ 4 ori:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{total}}}{\dot{Q}_{\text{total_izolat}}} = \frac{1847}{459} \cong 4 \text{ ori}$$

4. Un puffer de 1000 litri este utilizat într-o instalație de încălzire în care energia termică este produsă de o centrală termică în care sunt arși peleți. Rezervorul este cilindric, cu diametru exterior de 79 cm, iar înălțimea este de 204 cm. Rezervorul este realizat din tablă de oțel cu grosimea de 5 mm, iar izolația este realizată din spumă poliuretanică cu grosimea de 10 cm și conductivitatea termică este 0.021 W/mK. Acumulatorul de căldură este amplasat în camera tehnică, unde temperatura aerului este de 18 °C. Rezervorul este amplasat pe sol, considerându-se că fundul rezervorului este adiabatic, iar pierderile de căldură se cuantifică considerând doar izolația termică în calcul. Dacă temperatura medie din puffer este 50 °C, calculați care este fluxul termic pierdut spre mediul ambiant.

Rezolvare

Fluxul de căldură total se calculează ca suma dintre fluxul termic pierdut prin partea superioară a rezervorului și fluxul termic pierdut prin partea laterală a acestuia:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$$

Fluxul termic pierdut prin partea superioară a rezervorului se calculează astfel:

$$\dot{Q}_{\text{perete}} = S_s \cdot k_{\text{rezervor}} \cdot \Delta t$$

Coefficientul global de schimb de căldură este:

$$k_{\text{rezervor}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{izolație}}}{\lambda_{\text{izolație}}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{1600} + \frac{0.1}{0.021} + \frac{1}{21}} = 0.208 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Suprafața superioară a rezervorului este circulară și se calculează astfel:

$$S_s = \frac{\pi \cdot 0.79^2}{4} = 0.49 \text{ m}^2$$

Fluxul termic pierdut prin partea superioară a rezervorului devine:

$$\dot{Q}_{\text{perete}} = k_{\text{rezervor}} \cdot S_s \cdot \Delta t = 0.208 \cdot 0.49 \cdot (50 - 18) = 3.26 \text{ W}$$

Coefficientul global longitudinal de transfer termic, pentru partea laterală a rezervorului se calculează astfel:

$$k_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\pi \cdot 0.58 \cdot 1600} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0.021} \cdot \ln \frac{0.79}{0.58} + \frac{1}{\pi \cdot 0.79 \cdot 21} \right)} = 0.423 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Fluxul termic liniar, pierdut prin partea laterală a rezervorului, se calculează astfel:

$$\dot{Q}_l = 0.423 \cdot (50 - 18) = 13.54 \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

Fluxul termic total pierdut prin partea laterală a rezervorului devine:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_l \cdot h = 13.54 \cdot 2.04 = 27.62 \text{ W}$$

Fluxul de căldură total pierdut din puffer spre mediul ambiant devine:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 3.26 + 27.62 = 30.88 \text{ W}$$

5. Să se calculeze fluxul termic unitar transmis printr-un perete exterior al unei clădiri realizat în două variante constructive: peretele exterior este neizolat (Tabelul 11.2) și peretele exterior este izolat cu mai multe tipuri de izolații (Tabelul 11.3).

Tabel 11.2 Varianta I: peretele exterior este neizolat

Strat	Material de construcție	Grosime δ [cm]	Conductivitate termică - λ
			[W/mK]
1	Tencuială din mortar de ciment	3	0.930
2	Perete structural	30	
	2.1. Căramidă eficientă (c.e.)		0.750
	2.2. Beton armat (b.a.)		2.030
	2.3. BCA tip GNB 50		0.340
3	Tencuiala din mortar de var	2	0.700

Tabel 11.3 Varianta II: peretele exterior este izolat cu mai multe tipuri de izolații

Tip izolație	Material de construcție	Grosime δ [cm]	Conductivitate termică - λ
			[W/mK]
a	Polistiren expandat (PEX)	15	0.042
b	Vata minerală bazaltică (VMB)	15	0.037
c	Spuma poliuretanică (SP)	15	0.021

- temperatura medie a aerului din interiorul clădirii este de 20 °C, iar coeficientul de convecție între aerul din încăperile clădirii și peretele exterior este 8 W/m²K;

- temperatura aerului exterior este de -18 °C, iar coeficientul de convecție între aerul exterior și peretele exterior este 24 W/m²K.

Rezolvare

- pentru varianta de perete exterior realizat din cărămidă eficientă

Varianta I: perete exterior neizolat

Coeficientul global de schimb de căldură:

$$k_{\text{perete c.e. neizolat}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{cărămidă eficientă}}}{\lambda_{\text{cărămidă eficientă}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.75} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 1.594 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 1.594 \cdot (20 - (-18)) = 60.55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Varianta II: peretele exterior izolat

a) PEX

Coeficientul global de schimb de căldură:

$$k_{\text{perete c.e. - izolat PEX}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{cărămidă eficientă}}}{\lambda_{\text{cărămidă eficientă}}} + \frac{\delta_{\text{PEX}}}{\lambda_{\text{PEX}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.75} + \frac{0.15}{0.042} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.238 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.238 \cdot (20 - (-18)) = 9.05 \frac{W}{m^2}$$

b) VBM

$$k_{\text{perete c.e. - izolat VMB}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{cărămidă eficientă}}}{\lambda_{\text{cărămidă eficientă}}} + \frac{\delta_{\text{VMB}}}{\lambda_{\text{VMB}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.75} + \frac{0.15}{0.037} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.214 \frac{W}{m^2K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.214 \cdot (20 - (-18)) = 8.12 \frac{W}{m^2}$$

c) SP

$$k_{\text{perete c.e. - izolat SP}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{cărămidă eficientă}}}{\lambda_{\text{cărămidă eficientă}}} + \frac{\delta_{\text{SP}}}{\lambda_{\text{SP}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.75} + \frac{0.15}{0.021} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.129 \frac{W}{m^2K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.129 \cdot (20 - (-18)) = 4.90 \frac{W}{m^2}$$

- pentru varianta de perete exterior realizat din beton armat

Varianta I: perete exterior neizolat

$$k_{\text{perete b.a. neizolat}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{beton armat}}}{\lambda_{\text{beton armat}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{2.03} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 2.665 \frac{W}{m^2K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 2.665 \cdot (20 - (-18)) = 101.25 \frac{W}{m^2}$$

Varianta II: peretele exterior izolat

a) PEX

$$k_{\text{perete b.a. - izolat PEX}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{beton armat}}}{\lambda_{\text{beton armat}}} + \frac{\delta_{\text{PEX}}}{\lambda_{\text{PEX}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{2.03} + \frac{0.15}{0.042} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.253 \frac{W}{m^2K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.253 \cdot (20 - (-18)) = 9.63 \frac{W}{m^2}$$

b) VMB

$$k_{\text{perete b.a. - izolat VMB}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{beton armat}}}{\lambda_{\text{beton armat}}} + \frac{\delta_{\text{VMB}}}{\lambda_{\text{VMB}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{2.03} + \frac{0.15}{0.037} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.226 \frac{W}{m^2K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.226 \cdot (20 - (-18)) = 8.58 \frac{W}{m^2}$$

c) SP

$$k_{\text{perete b.a. - izolat SP}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{beton armat}}}{\lambda_{\text{beton armat}}} + \frac{\delta_{\text{SP}}}{\lambda_{\text{SP}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{2.03} + \frac{0.15}{0.021} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.133 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.133 \cdot (20 - (-18)) = 5.055 \frac{W}{m^2}$$

- pentru varianta de perete exterior realizat din BCA

Varianta I: perete exterior neizolat

$$k_{\text{perete BCA neizolat}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{BCA}}}{\lambda_{\text{BCA}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.34} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.901 \text{ W/m}^2$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.901 \cdot (20 - (-18)) = 34.23 \frac{W}{m^2}$$

Varianta II: peretele exterior izolat

a) PEX

$$k_{\text{perete BCA - izolat PEX}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{BCA}}}{\lambda_{\text{BCA}}} + \frac{\delta_{\text{PEX}}}{\lambda_{\text{PEX}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.34} + \frac{0.15}{0.042} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.214 \text{ W/m}^2$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.214 \cdot (20 - (-18)) = 8.12 \frac{W}{m^2}$$

b) VMB

$$k_{\text{perete BCA - izolat VMB}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{BCA}}}{\lambda_{\text{BCA}}} + \frac{\delta_{\text{VMB}}}{\lambda_{\text{VMB}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.34} + \frac{0.15}{0.037} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.194 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.194 \cdot (20 - (-18)) = 7.36 \frac{W}{m^2}$$

c) SP

$$k_{\text{perete BCA - izolat SP}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{\text{tencuială var}}}{\lambda_{\text{tencuială var}}} + \frac{\delta_{\text{BCA}}}{\lambda_{\text{BCA}}} + \frac{\delta_{\text{SP}}}{\lambda_{\text{SP}}} + \frac{\delta_{\text{tencuială ciment}}}{\lambda_{\text{tencuială ciment}}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.70} + \frac{0.30}{0.34} + \frac{0.15}{0.021} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{1}{24}} = 0.121 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Flux termic unitar transmis:

$$\dot{q} = 0.121 \cdot (20 - (-18)) = 4.60 \frac{W}{m^2}$$

În Figura 11.3 sunt reprezentate grafic valorile coeficientului global de căldură pentru cazurile analizate, iar în Figura 11.4 sunt prezentate valorile fluxul termic unitar pentru cazurile analizate.

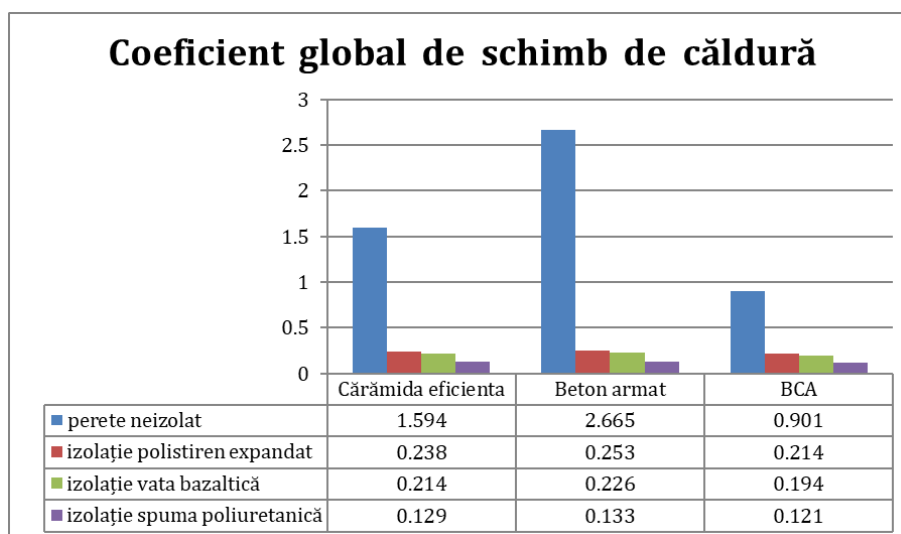


Figura 11.3 Coeficientul global de căldură pentru cazurile analizate

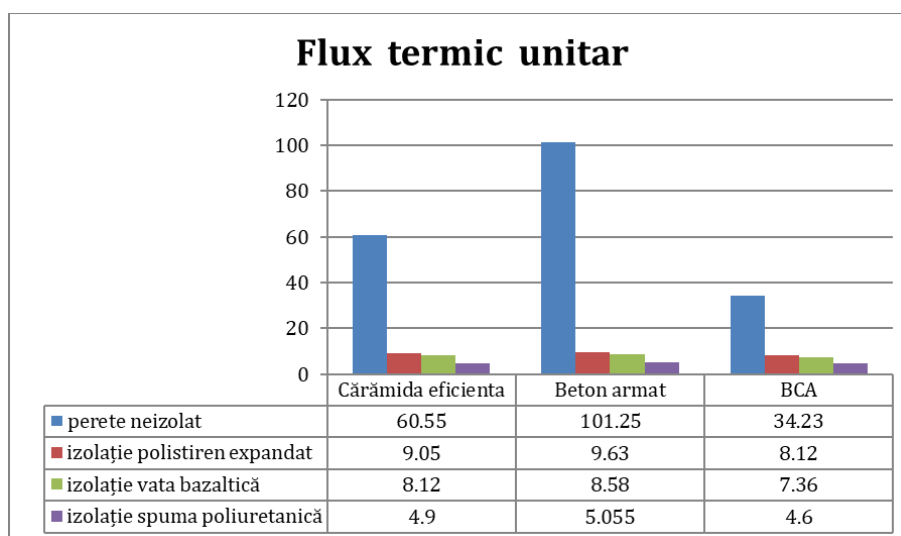


Figura 11.4 Flux termic unitar pentru cazurile analizate

11.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Încălzirea prin pardoseală utilizată într-o baie de 9 m² este desfășurată pe 65% din suprafața acesteia. Pardoseala este realizată din gresie cu $\epsilon = 0.59$. În sezonul de iarnă, funcționarea instalației de încălzire aduce gresia la o temperatură medie de 26 °C. Determinați fluxul de căldură emis de pardoseală.

2. Temperatura medie a suprafeței Soarelui este 5772 °C. Raza Soarelui este 696340 km, iar emisivitatea este 0.99. Calculați puterea emisivă și fluxul energetic radiat de Soare.

3. Temperatura medie pe suprafața unui motor de cogenerare este 55 °C. Calculați puterea emisivă, dacă emisivitatea este 0.34.

4. Pentru o clădire cu regim de înălțime parter și subsol să se determine fluxul de căldură transmis prin pardoseala peste subsolul neîncălzit având dimensiunile de 12.00 x 18.00 m, cunoscând următoarele:
- temperatura medie a aerului din încăperile de la parter este de 20 °C, iar coeficientul de convecție între aerul din încăperile de la parter și pardoseala peste subsolul neîncălzit este 6 W/m²K;
 - temperatura medie a aerului din încăperile subsolului neîncălzit este de 5 °C, iar coeficientul de convecție între aerul din încăperile de la subsol și pardoseala peste subsolul neîncălzit este 12 W/m²K;
 - structura pardoselii, prezentată în Tabelul 11.4.

Tabel 11.4 Structura pardoselii

Strat	Material de construcție	Grosime δ [mm]	Conductivitate termică - λ
			[W/mK]
1	Parchet de fag	17	0.230
2	Plăci aglomerate fibrolemnoase tip PAF	13	0.084
3	Șapă de protecție (mortar din ciment)	50	0.930
4	Strat de difuziune a vaporilor	1	0.040
5	Vată minerală bazaltică	100	0.037
6	Barieră contra vaporilor polipropilenă	1	0.040
7	Șapă de egalizare (rectificare cu mortar din ciment)	30	0.930
8	Planșeu de beton armat	200	0.750
9	Tencuiala din mortar din ciment	20	0.930

5. Să se calculeze fluxul de căldură pierdut prin planșeul spre exterior de tip terasă circulabilă a unei clădiri cu dimensiunile de 20,00 x 24,00 m, cunoscând următoarele:
- temperatura medie a aerului din interiorul clădirii este de 20 °C, iar coeficientul de convecție între aerul din încăperile clădirii și planșeul de tip terasă circulabilă este 8 W/m²K;
 - temperatura aerului exterior este de -18 °C, iar coeficientul de convecție între aerul exterior și planșeul de tip terasă circulabilă este 24 W/m²K;
 - structura planșeului de tip terasă circulabilă, prezentată în Tabelul 11.5.

Tabel 11.4 Structura planșeului de tip terasă circulabilă

Strat	Material de construcție	Grosime δ [cm]	Conductivitate termică - λ
			[W/mK]
1	Dale prefabricate din beton cu agregate vegetale	5	0.160
2	Nisip	3	0.580
3	Hidroizolație bituminoasă 2 straturi	1.5	0.170
4	Șapă de protecție (mortar din ciment)	2	0.930
5	Strat de difuziune a vaporilor	0.1	0.040
6	Polistiren expandat	20	0.039
7	Barieră contra vaporilor polipropilenă	0.1	0.040
8	Termobeton (beton de pantă) cu polistiren granulat	5	0.080
9	Planșeu de beton armat	15	0.750
10	Tencuială din mortar de var	2	0.700

CAPITOLUL 12. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

12.1 NOȚIUNI TEORETICE

Schimbătoarele de căldură sunt aparate termice care realizează transferul de căldură între două fluide numite *agenți termici*.

Fluidul care cedează căldura se numește *agent termic primar*, iar cel care primește căldura se numește *agent termic secundar*.

Ecuatii de bază ale schimbătoarelor de căldură

Se consideră un schimbător de căldură care funcționează în regim staționar, în care cei doi agenți nu își modifică starea de agregare.

Mărimile caracteristice ale agentului termic primar se notează cu indice 1, iar cele ale agentului termic secundar cu indice 2.

Temperatura agentului termic primar la intrarea în schimbătorul de căldură se notează cu t_{11} ; temperatura agentului termic primar la ieșirea din schimbătorul de căldură se notează cu t_{12} ; temperatura agentului termic secundar la intrarea în schimbătorul de căldură se notează cu t_{21} ; temperatura agentului termic secundar la ieșirea din schimbătorul de căldură se notează cu t_{22} .

Figura 12.1 prezintă o schemă utilizată la scrierea ecuației de bilanț termic.

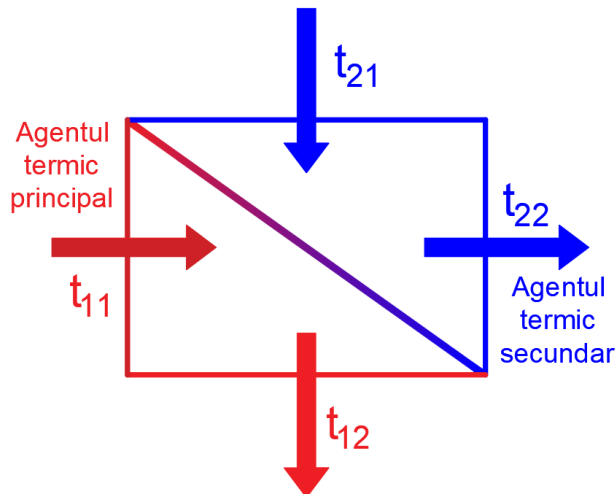


Figura 12.1 Schema utilizată la scrierea ecuației de bilanț termic

Elemente utilizate în exprimarea ecuației de bilanț a unui schimbător de căldură

Ecuatia de bilanț termic pentru schimbătorul de căldură este de forma:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_{pma} \text{ [kW]} \quad (12.1)$$

unde: $\dot{Q}_1$ [kW] este fluxul de căldură cedat de agentul termic primar; $\dot{Q}_2$ [kW] este fluxul de căldură primit de agentul termic secundar; $\dot{Q}_{pma}$ [kW] este fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant prin convecția și radiația termică a suprafeței exterioare a aparatului.

Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_1 \cdot (h_{11} - h_{12}) [kW] \quad (12.2)$$

unde $\dot{m}_1 \left[\frac{kg}{s} \right]$ este debitul masic de agent termic primar, $c_{p1} [kJ/kg \cdot K]$ este căldura specifică la presiune constantă a agentului termic primar, $t_{11}, t_{12} [^{\circ}C]$ reprezintă temperatura agentului primar la intrarea, respectiv ieșirea din schimbător; $h_{11}, h_{12} [kJ/kg]$ sunt entalpiile agentului primar la intrarea, respectiv ieșirea din schimbător.

Fluxul de căldură primit de agentul termic secundar :

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = \dot{m}_2 \cdot (h_{22} - h_{21}) [kW] \quad (12.3)$$

în care: $\dot{m}_2 \left[\frac{kg}{s} \right]$ este debitul masic de agent termic secundar, $c_{p3} [kJ/kg \cdot K]$ este căldura specifică la presiune constantă a agentului termic secundar, $t_{21}, t_{22} [^{\circ}C]$ reprezintă temperatura agentului secundar la intrarea, respectiv ieșirea din schimbător; $h_{21}, h_{22} [kJ/kg]$ sunt entalpiile agentului secundar la intrarea, respectiv ieșirea din schimbător.

Fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant prin radiație și convecție:

$$\dot{Q}_{pma} = \alpha \cdot S \cdot (t_{ms} - t_{ma}) [kW] \quad (12.4)$$

unde: $S [m^2]$ este suprafața exterioară a schimbătorului de căldură, $\alpha \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$ este coeficient de transfer termic prin convecție și radiație.

Ecuatia de transfer termic

Ecuatia transferului de căldură în aparat este:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T_{med} = k_l \cdot L \cdot \Delta T_{med} [kW] \quad (12.5)$$

unde: $\Delta T_{med} [K]$ este diferența medie logaritmică de temperatură în lungul suprafeței de schimb de căldură, $k \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$ este coeficientul global de transfer termic, iar $k_l \left[\frac{kW}{m K} \right]$ este coeficientul global liniar de transfer de căldură.

În cazul suprafețelor plane, coeficientul global de transfer termic se determină cu relația:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (12.6)$$

Pentru peretele tubular se utilizează de obicei coeficientul global liniar de transfer de căldură:

$$k_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\pi \cdot d_e \cdot \alpha_2} \right)} \left[\frac{W}{m K} \right] \quad (12.7)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură pentru schimbătoare de căldură cu circulație în echicurent și contracurent se determină cu relația:

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} [K] \quad (12.8)$$

Figura 12.2 prezintă diagrama t-L pentru circulația agenților termici în echicurent (a) și contracurent (b).

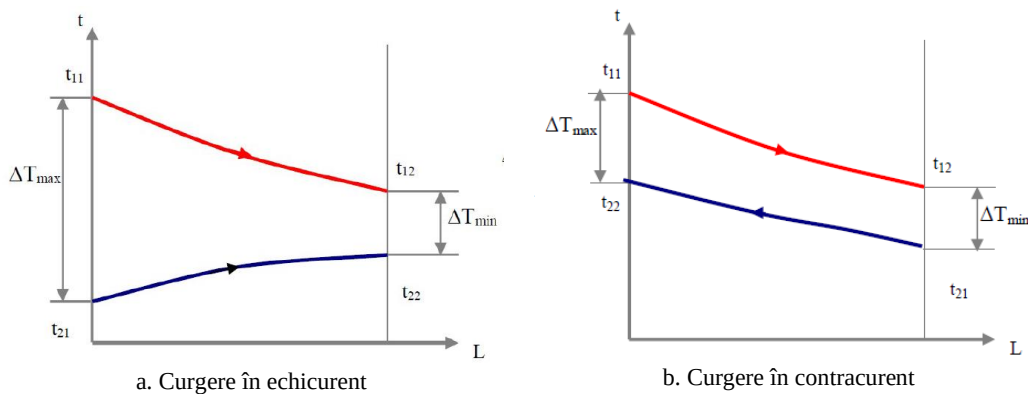


Figura 12.2 Diagrama t-L pentru circulația agenților termici în schimbătoarele de căldură

12.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Într-un schimbător de căldură de tip recuperativ se realizează transferul de căldură între apă caldă și apă rece. Debitul de apă caldă este de 3.5 l/s iar temperatura apei calde la intrarea în schimbătorul de căldură este de 90 °C. Folosind căldura cedată de agentul primar, în schimbătorul de căldură se încălzesc 3 kg/s de apă rece de la temperatura de 17 °C până la 40 °C. Căldura specifică la presiune constantă pentru apa rece este 4183 J/kgK, iar pentru apa caldă este 4194 J/kgK. Densitatea apei calde este de 972 kg/m³. Randamentul termic al schimbătorului de căldură este 96%. Se cere să se determine:

- Sarcina termică a aparatului (fluxul de căldură primit de agentul secundar) ;
- Temperatura la ieșirea din schimbătorul de căldură a agentului primar;
- Suprafața de schimb de căldură în cazul curgerii în echicurent, respectiv contracurent, dacă coeficientul global de transfer termic este 1200 W/m²K.

Rezolvare

- Sarcina termică a aparatului se determină astfel:

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = 3 \cdot 4183 \cdot (40 - 17) = 288627 \text{ W}$$

- Temperatura agentului primar la ieșire din schimbător se calculează astfel:

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t = \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \eta \cdot \dot{V}_1 \cdot \rho \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12})$$

$$\dot{m}_1 = 972 \cdot 3.5 \cdot 10^{-3} = 3.4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$t_{12} = t_{11} - \frac{\dot{Q}_T}{\eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = 90 - \frac{288627}{0.96 \cdot 4194 \cdot 3.4} = 68.91 \text{ °C} \approx 69 \text{ °C}$$

- Suprafața de schimb de căldură se obține din ecuația fluxul termic transferat de agentul termic primar:

$$\dot{Q}_T = k \cdot S \cdot \Delta T_{\text{med}} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta T_{\text{med}}} [\text{m}^2]$$

I. Curgerea în echicurent

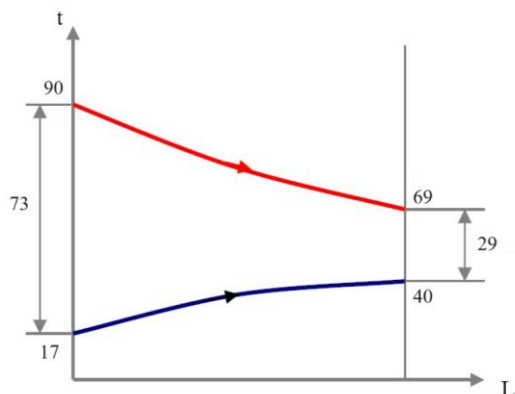


Figura 12.3 Diagrama t-L pentru curgerea în echicurent

$$\Delta t_{\max} = t_{11} - t_{21} = 90 - 17 = 73 \text{ K}$$

$$\Delta t_{\min} = t_{12} - t_{22} = 69 - 40 = 29 \text{ K}$$

Diferența de temperatură medie logaritmică devine:

$$\Delta T_{\text{med}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{73 - 29}{\ln \frac{73}{29}} = 47.66$$

Suprafața de schimb de căldură devine:

$$S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta T_{\text{med}}} = \frac{288627}{1200 \cdot 47.66} = 5.04 \text{ m}^2$$

II. Curgerea în contracurent

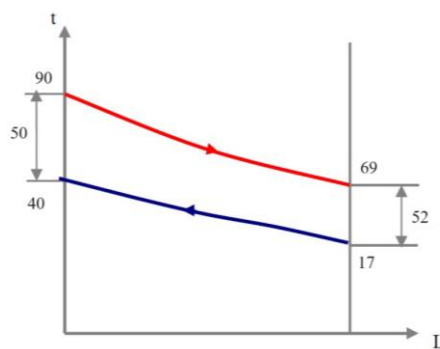


Figura 12.4 Diagrama t-L pentru curgerea în contracurent

$$\Delta t_{\max} = t_{12} - t_{21} = 69 - 17 = 52$$

$$\Delta t_{\min} = t_{11} - t_{22} = 90 - 40 = 50$$

Diferența de temperatură medie logaritmică devine:

$$\Delta T_{\text{med}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{52 - 50}{\ln \frac{52}{50}} = 50.944$$

Suprafața de schimb de căldură devine:

$$S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta T_{\text{med}}} = \frac{288627}{1200 \cdot 50.944} = 4.7 \text{ m}^2$$

2. Un condensator răcit cu aer are puterea termică de 12 kW. Acesta face parte dintr-o instalație frigorifică care utilizează agentul frigorific R123a. Temperatura de condensare este de 40 °C, iar coeficientul global de transfer termic 1500 W/m²K. Diferența de entalpie pentru faza de condensare este 163003 J/kg, temperatura de intrare a aerului este 15 °C, iar temperatura de ieșire este 35 °C. Căldura specifică la presiune constantă a aerului este 1.007 kJ/kgK. Randamentul termic al condensatorului se consideră 97%. Se cere să se determine:

- Debitul de agent frigorific;
- Debitul de aer și fluxul de căldură primit de agentul termic secundar;
- Sa se calculeze suprafața de schimb de căldură în contracurent.

Rezolvare

a) Debitul de agent frigorific se calculează astfel:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_k \cdot \Delta h \rightarrow \dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_k}{\Delta h} = \frac{12000}{163003} = 0.07362 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b) Fluxul de căldură primit de agentul termic secundar se calculează astfel:

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = 0.97 \cdot 12000 = 11640 \text{ W}$$

Pentru a determina debitul de aer, se pleacă de la ecuația fluxului termic primit de agentul secundar:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{\text{aer}} \cdot c_{p,\text{aer}} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

Debitul de aer devine:

$$\dot{m}_{\text{aer}} = \frac{\dot{Q}_2}{c_{p,\text{aer}} \cdot (t_{22} - t_{21})} = \frac{11640}{1007 \cdot (35 - 15)} = 0.5781 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

c) Pentru a calcula diferența de temperatură medie logaritmică, pentru început calculăm diferența maximă și minimă de temperatură:

$$\Delta t_{\text{max}} = t_k - t_{21} = 40 - 15 = 25$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_k - t_{22} = 40 - 35 = 5$$

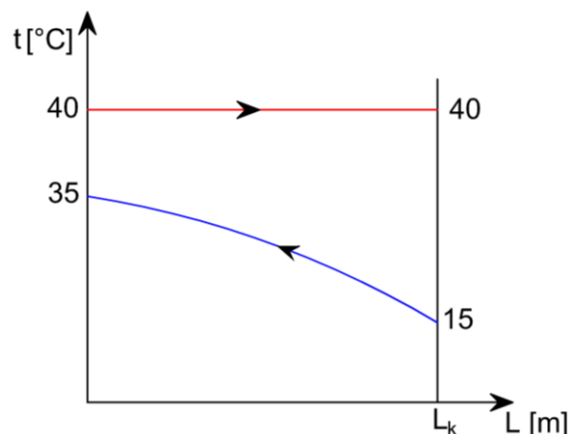


Figura 12.5 Diagrama t-L pentru curgerea în contracurent

Diferența de temperatură medie logaritmică devine:

$$\Delta T_{\text{med}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{25 - 5}{\ln \frac{25}{5}} = 12.43$$

Suprafața de schimb de căldură devine:

$$S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta T_{\text{med}}} = \frac{11640}{1500 \cdot 12.43} = 0.6245 \text{ m}^2$$

3. Centrala de ventilație cu recuperare de căldură, amplasată într-un apartament de bloc asigură un debit de aer de 240 m³/h. Recuperarea căldurii se face printr-un schimbător de căldură, având curgerea în contracurent, care realizează schimbul termic între aerul evacuat din încăperea și aerul proaspăt introdus, randamentul aparatului fiind de 92%. Regimul de temperatură pentru cei doi agenți termici de lucru este: $t_{11} = 21^{\circ}\text{C}$, $t_{12} = 17^{\circ}\text{C}$, $t_{21} = -10^{\circ}\text{C}$, $t_{22} = -7^{\circ}\text{C}$. Să se determine:

- Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar;
- Fluxul de căldură primit de agentul termic secundar;
- Debitul masic al agentului termic secundar;
- Suprafața de schimb de căldură, dacă coeficientul global de transfer termic este 800 W/m²K.

Rezolvare

Pentru început se determină temperatura medie pentru cei doi agenți termici de lucru, după care se determină proprietățile termofizice:

- agentul termic primar – reprezentat de aerul evacuat din încăperea:

$$t_{m1} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{17 + 21}{2} = 19^{\circ}\text{C}$$

Cunoscând temperatura medie pentru agentul termic primar, din tabelele termodinamice se citesc densitatea și căldura specifică.

$$\rho_1 = 1.208 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_{p1} = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

- similar se calculează pentru agentul termic secundar – reprezentat de aerul proaspăt introdus:

$$t_{m2} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{-10 - 7}{2} = -8.5^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_2 = 1.335 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_{p2} = 1006 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

a) Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar determină astfel:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12})$$

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_1$$

$$\dot{m}_1 = \frac{240}{3600} \cdot 1.208 = 0.0805 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_1 = 0.0805 \cdot 1007 \cdot (21 - 17) = 324.4 \text{ W}$$

b) Fluxul de căldură primit de agentul termic secundar

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_2 = 0.92 \cdot 324.4 = 298.4 \text{ W}$$

c) Debitul masic al agentului termic secundar

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) \rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_2}{c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})} = \frac{298.4}{1006 \cdot (-10 - (-7))} = 0.098 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

d) Suprafața de schimb de căldură, se determină astfel:

$$\dot{Q}_T = k \cdot S \cdot \Delta T_{\text{med}} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta T_{\text{med}}} [\text{m}^2]$$

Se realizează schema de curgere pentru curgerea în contracurent:

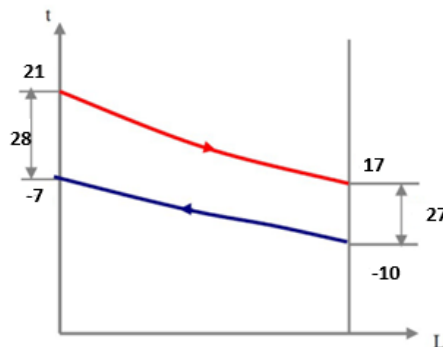


Figura 12.6 Diagrama t-L pentru curgerea în contracurent

Se determină diferența de temperatură la capetele schimbătorului:

$$\Delta t_{\text{max}} = t_{11} - t_{22} = 21 - (-7) = 28 \text{ K}$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_{12} - t_{21} = 17 - (-10) = 27 \text{ K}$$

Diferența de temperatură medie logaritmică devine:

$$\Delta T_{\text{med}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{28 - 27}{\ln \frac{28}{27}} = 27.5$$

Cunoscând toți parametrii se poate determina suprafața de schimb de căldură:

$$S = \frac{298.4}{800 \cdot 27.5} = 0.0135 \text{ m}^2$$

4. Într-un schimbător de căldură cu un randament de transmitere a căldurii de 98 %, având circulația agenților în contracurent și o putere termică de 145 kW se încălzește apă de la 10 °C la 70 °C. Agentul termic primar este apa fierbinte care are un debit de 5.5 l/s și temperatura de intrare 115 °C. Densitatea agentului termic primar este de 960 kg/m³, iar căldura specifică la presiune constantă are valoarea de 4229 J/kgK, iar pentru agentul termic secundar 4182 J/kgK. Să se determine:

- Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar;
- Temperatura de ieșire a agentului termic primar;
- Debitul masic al agentului termic secundar;
- Suprafața de schimb de căldură, dacă coeficientul global de transfer termic este 3500 W/m²K.

Rezolvare

a) Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar se determină astfel:

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{\dot{Q}_t}{\eta} = \frac{145 \cdot 10^3}{0.98} = 117347 \text{ W}$$

b) Temperatura agentului primar la ieșire din schimbător se calculează astfel:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12})$$

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_1 = 960 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3} = 5.28 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$t_{12} = t_{11} - \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = 115 - \frac{117347}{5.28 \cdot 4229} = 109.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

c) Debitul masic al agentului termic secundar se determină astfel:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_2}{c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})} = \frac{145000}{4182 \cdot (70 - 10)} = 0.458 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

d) Suprafața de schimb de căldură se obține din ecuația:

$$\dot{Q}_T = k \cdot S \cdot \Delta T_{\text{med}} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta T_{\text{med}}} [\text{m}^2]$$

Se realizează schema de curgere pentru curgerea în contracurent:

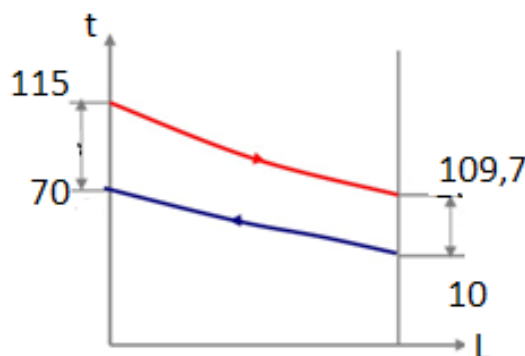


Figura 12.7 Diagrama t-L pentru curgerea în contracurent

Se determină diferența de temperatură la capetele schimbătorului:

$$\Delta t_{\text{max}} = t_{12} - t_{21} = 109.7 - 10 = 99.74 \text{ K}$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_{11} - t_{22} = 115 - 70 = 45 \text{ K}$$

Diferența de temperatură medie logaritmică devine:

$$\Delta T_{\text{med}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{99.74 - 45}{\ln \frac{99.74}{45}} = 43.21$$

Cunoscând toți parametrii se poate determina suprafața de schimb de căldură:

$$S = \frac{145000}{3500 \cdot 43.21} = 0.7604 \text{ m}^2$$

5. Se consideră un vaporizator sub forma unei baterii de serpentine prin care circulă un debit masic de 0.02 kg/s freon R600a având temperatura de vaporizare de $-10 \text{ } ^\circ\text{C}$ și diferența de entalpie pentru faza de vaporizare este 362842 J/kg. Acest aparat este imersat într-un bazin cu 2000 litri apă care trebuie răcită în timp de 1 oră de la $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ la $1 \text{ } ^\circ\text{C}$. Știind că densitatea apei este de 968 kg/m^3 , căldura specifică la presiune constantă este de 4210 J/kgK , și randamentul transferului de căldură este de 94 %, să se calculeze:

- Puterea vaporizatorului;
- Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar;
- Debitul de agent termic primar (de freon).

Rezolvare

a) Puterea vaporizatorului se determină astfel:

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})$$

$$\dot{m}_2 = \dot{V}_2 \cdot \rho_2 = \frac{V_2}{\tau} \cdot \rho_2 = \frac{2000 \cdot 10^{-3}}{3600} \cdot 968 = 0.5378 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_2 = 0.5378 \cdot 4210 \cdot (10 - 1) = 22640 \text{ W}$$

b) Fluxul de căldură cedat de agentul termic primar se determină astfel:

$$\dot{Q}_1 = \frac{\dot{Q}_2}{\eta} = \frac{22640}{0.94} = 24086 \text{ W}$$

c) Debitul de freon se determină utilizând ecuația:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\Delta h_1} = \frac{24086}{362842} = 0.0664 \frac{kg}{s}$$

12.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Vaporizatorul unei pompe de căldură de tip aer-aer funcționează într-un mediu cu temperatura aerului de -5°C . La ieșirea din vaporizator, temperatura aerului este mai scăzută cu 8°C , iar temperatura de vaporizare este mai mică cu 14°C decât temperatura aerului la intrare. Puterea termică a vaporizatorului este de 7 kW . Pompa de căldură utilizează agentul frigorific R407a, diferența de entalpie pentru procesul de vaporizare fiind 162.079 kJ/kg . Randamentul termic al vaporizatorului este 98% . Căldura specifică la presiune constantă a aerului este 1.005 kJ/kgK . Să se determine:

a) Debitul agentului frigorific și debitul de aer.

b) Diferența de temperatură medie logaritmică pentru curgerea agenților termici în echicurent și contracurent.

c) Suprafața de schimb de căldură în echicurent, pentru coeficientul global de schimb de căldură $1050 \text{ W/m}^2\text{K}$, respectiv $1150 \text{ W/m}^2\text{K}$.

d) Suprafața de schimb de căldură în contracurent, pentru coeficientul global de schimb de căldură $1050 \text{ W/m}^2\text{K}$, respectiv $1150 \text{ W/m}^2\text{K}$.

2. Se consideră un condensator răcit cu aer sub forma unei baterii de serpentine prin care circulă un debit masic de 0.6 kg/s freon cu temperatura de condensare de 55°C , diferența de entalpie pentru faza de condensare este de 110 kJ/kg . Aerul care circulă forțat peste serpentinele condensatorului, se încălzește de la 15°C la 45°C și are parametrii termofizici: densitate 1.25 kg/m^3 și căldura specifică la presiune constantă are valoarea de 1015 J/kgK , iar randamentul transferului de căldură este 87% . Să se calculeze:

a) Puterea condensatorului;

b) Debitul volumic de aer de răcire;

c) Suprafața totală de transfer termic dacă coeficientul global de transfer termic are valoarea $3700 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3. Un condensator răcit cu aer de putere 46 kW , prin care circulă agent frigorific R407a, la temperatura de 50°C cu un debit de 0.4 kg/s și o diferența de entalpie pe faza de condensare de 125 kJ/kg încălzește aerul care circulă în contracurent peste serpentine de la 10°C la 35°C și are parametrii termofizici: densitate 1.227 kg/m^3 și căldura specifică la presiune constantă are valoarea de 1013 J/kgK . Să se determine:

a) Debitul de aer de răcire;

b) Randamentul schimbătorului;

c) Suprafața totală de transfer termic dacă coeficientul global de transfer termic are valoarea $4500 \text{ W/m}^2\text{K}$.

4. Într-un schimbător de căldură cu plăci, având circulația agenților în contracurent, cu puterea termică de 120 kW se încălzește apă de la 7 °C la 57 °C. Agentul termic principal este apa fierbinte care are un debit de 5 l/s și temperatura de intrare 120 °C. Se cunosc: randamentul de transmitere a căldurii este de 97 %, densitatea $\rho_1 = 960 \text{ kg/m}^3$, $\rho_2 = 995.7 \text{ kg/m}^3$ și căldura specifică $c_{p1} = 4229 \text{ J/kgK}$, $c_{p2} = 4183 \text{ J/kgK}$. Să se calculeze:

- a) Temperatura de ieșire a apei calde;
- b) Debitul masic de apă rece din schimbător;
- c) Suprafața de schimb de căldură, dacă $k = 1250 \text{ W/m}^2\text{K}$.

5. Un schimbător de căldură pentru piscină, cu circulația agenților în echicurent, are puterea termică de 20 kW. Acesta trebuie să încălzească apa de la 15 °C la 25 °C. Agentul termic primar este apa caldă care are un debit de 2.5 kg/s și temperatura de intrare 45 °C. Randamentul de transmitere a căldurii este de 87 %, iar căldura specifică la presiune constantă pentru cei doi agenți termici de lucru au valorile $c_{p1} = 4229 \text{ J/kgK}$, $c_{p2} = 4183 \text{ J/kgK}$. Să se determine:

- a) Temperatura de ieșire a apei calde;
- b) Debitul masic de apă rece din schimbător;
- c) Suprafața de schimb de căldură, dacă $k = 750 \text{ W/m}^2\text{K}$.

CAPITOLUL 13. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

13.1 NOȚIUNI TEORETICE

Motoarele cu ardere internă sunt mașini termice motoare care produc lucru mecanic pe seama căldurii dezvoltate prin arderea combustibilului într-un cilindru sau într-o cameră de ardere plasată în interiorul mașinii.

Ciclul motor are loc într-un cilindru prevăzut cu un piston legat de arborele motor (cotit). Pistonul execută o mișcare alternantă între două poziții extreme, numite punct mort superior (PMS) și punct mort inferior (PMI). PMS reprezintă poziția pistonului care corespunde volumului minim ocupat de fluidul motor în cilindru, iar PMI reprezintă poziția pistonului care corespunde volumului maxim ocupat de fluidul motor în cilindru.

Volumul util al cilindrului sau cilindrarea unitară (V_c) reprezintă volumul descris de piston între PMS și PMI:

$$V_c = V_{max} - V_{min} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S_p \quad (13.1)$$

unde: V_{max} este volumul total al cilindrului, V_{min} este volumul camerei de ardere sau a spațiului mort, D este diametrul cilindrului, iar S_p este cursa pistonului.

Raportul de compresie (ε) este unul dintre parametrii cei mai importanți ai ciclului termodinamic al motoarelor cu ardere internă și este definit prin raportul dintre volumul maxim și volumul minim, delimitate de piston în mișcarea sa alternantă:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (13.2)$$

Volumul în punctul 1 devine:

$$V_1 = \frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1} \quad (13.3)$$

unde: ε este raportul de compresie.

Ciclul teoretic al motoarelor cu aprindere prin scânteie (MAS-OTTO)

Ciclul termodinamic al motorului cu aprindere prin scânteie în diagrama p-V (a) și diagrama T-S (b) este prezentat în Figura 13.1.

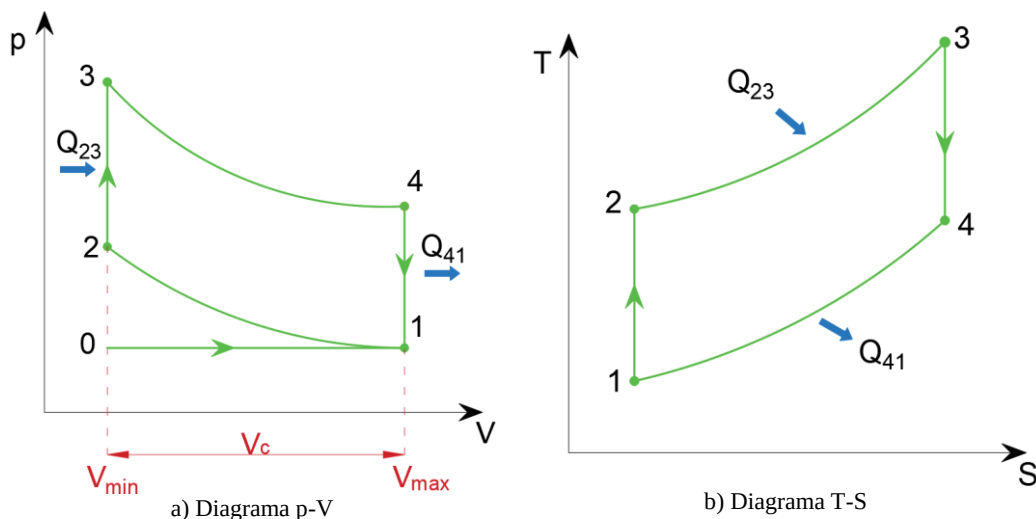


Figura 13.1 Ciclul termodinamic al motorului cu aprindere prin scânteie

Cele 5 procese de funcționare ale motorului cu ardere la volum constant sunt:

- **0-1** *admisia* amestecului în cilindru (proces care se desfășoară la presiune constantă)
- **1-2** *comprimarea adiabată* a agentului de lucru, de la volumul maxim $V_{\max} = V_1$, delimitat de piston aflat în PME, până la volumul minim $V_{\min} = V_2$, corespunzător volumului camerei de ardere al ciclul real. Acest proces este caracterizat prin raportul de comprimare ε .
- **2-3** *arderea izocoră*; are loc aportul de căldură Q_{23} , proces echivalent producerii căldurii prin ardere. Prin definiție, raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră este:

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \quad (13.4)$$

- **3-4** *destinderea adiabată* este procesul în care are loc transformarea căldurii în lucru mecanic și reprezintă porțiunea utilă din ciclu.
- Ciclul se încheie prin *răcirea izocoră 4-1*, similară cu evacuarea gazelor de ardere.

În Tabelul 13.1 sunt prezentate relațiile de calcul pentru determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice.

Tabel 13.1 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	Presiune	Volum	Temperatură
1	Cunoscut	$\frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1}$	Cunoscut
2	$p_1 \cdot \varepsilon^k$	$\frac{V_1}{\varepsilon}$	$T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$
3	$\lambda \cdot p_2$	V_2	$T_2 \cdot \lambda$
4	$p_3 \cdot \frac{1}{\varepsilon^k}$	V_1	$T_3 \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$

Căldurile schimbate și lucrul mecanic produs de agentul de lucru într-un ciclu motor se determină astfel:

$$Q_{sc} = Q_{23} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) [J] \quad (13.5)$$

$$|Q_{sr}| = |Q_{41}| = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) [J] \quad (13.6)$$

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| [J] \quad (13.7)$$

Randamentul termic al motorului cu ardere la volum constant este:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (13.8)$$

Ciclul teoretic al motoarelor cu ardere la presiune constantă

Ciclul termodinamic al motorului Diesel lent în diagrama p-V (a) și diagrama T-S (b) este prezentat în Figura 13.2.

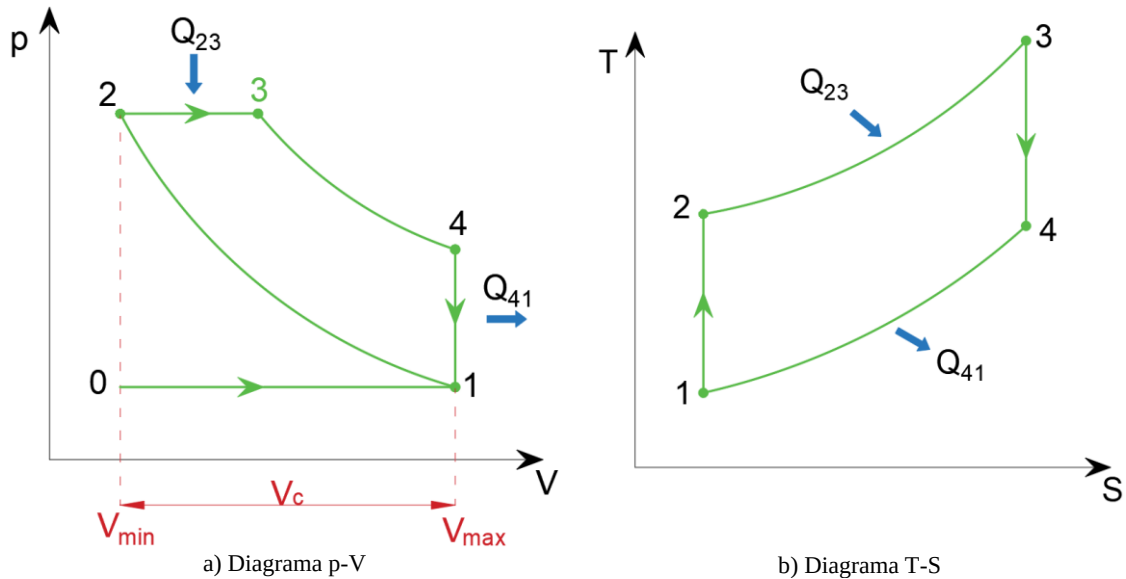


Figura 13.2 Ciclul termodinamic al motorului cu ardere la presiune constantă

Cele 4 procese de funcționare ale motorului cu ardere la presiune constantă sunt:

- **0-1** *admisia* aerului în cilindru (la presiune constantă)
- **1-2** *comprimarea adiabată* a aerului până la temperatura de autoaprindere a motorinei
- **2-3** are loc aportul de căldură Q_{23} prin *arderea izobară*. Pentru a defini condițiile de schimb de energie dintre sistem și mediul exterior se introduce raportul de creștere a volumului la încălzirea izobară, numit și grad de injecție:

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} \quad (13.9)$$

- **3-4** *destinderea adiabată* este procesul în care are loc transformarea căldurii în lucru mecanic.
- Ciclul se încheie prin *răcirea izocoră 4-1*, similară cu evacuarea gazelor de ardere.

În Tabelul 13.2 sunt prezentate relațiile de calcul pentru determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice.

Tabel 13.2 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	Presiune	Volum	Temperatură
1	Cunoscut	$\frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1}$	Cunoscut
2	$p_1 \cdot \varepsilon^k$	$\frac{V_1}{\varepsilon}$	$T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$
3	p_2	$V_2 \cdot \varphi$	$T_2 \cdot \varphi$
4	$p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k$	V_1	$T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}$

Căldurile schimbate și lucrul mecanic produs de agentul de lucru într-un ciclu motor se determină astfel:

$$Q_{sc} = Q_{23} = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) [J] \quad (13.10)$$

$$|Q_{sr}| = |Q_{41}| = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) [J] \quad (13.11)$$

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| [J] \quad (13.12)$$

Randamentul termic al motorului cu ardere la presiune constantă este:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = 1 - \frac{(\varphi^k - 1)}{k \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\varphi - 1)} \quad (13.13)$$

Ciclul teoretic al motoarelor cu ardere mixtă

Ciclul termodinamic al motorului cu ardere mixtă în diagrama p-V (a) și diagrama T-S (b) este prezentat în Figura 13.3.

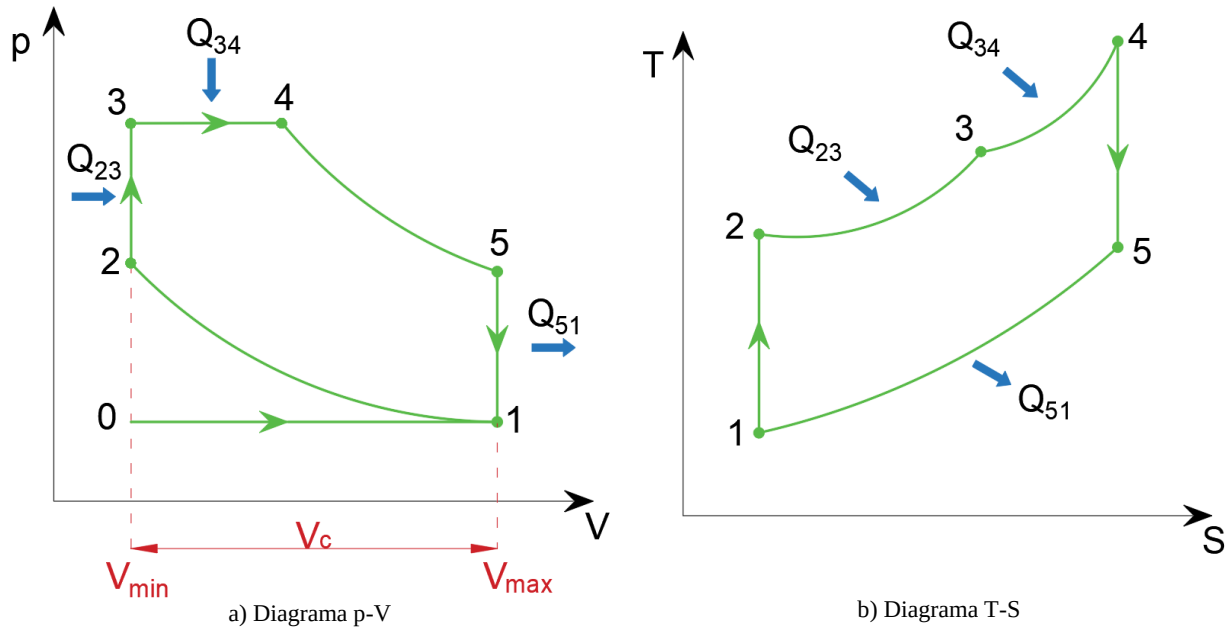


Figura 13.3 Ciclul termodinamic al motorului cu ardere mixtă

Ciclul de funcționare a motorului cu ardere mixtă este alcătuit din 6 procese:

- **0-1** aspirația aerului în cilindru (la presiune constantă)
- **1-2** comprimarea adiabată
- **2-3** are loc aportul de căldură Q_{23} prin *arderea izocoră*
- **3-4** ardere izobară. Gradul de injecție se definește astfel:

$$\varphi = \frac{V_4}{V_3} \quad (13.14)$$

- **4-5** destinderea adiabată
- Ciclul se încheie prin *răcirea izocoră* **5-1**, similară cu evacuarea gazelor de ardere.

În Tabelul 13.3 sunt prezentate relațiile de calcul pentru determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice.

Tabel 13.3 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	Presiune	Volum	Temperatură
1	Cunoscut	$\frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1}$	Cunoscut
2	$p_1 \cdot \varepsilon^k$	$\frac{V_1}{\varepsilon}$	$T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$
3	$p_2 \cdot \lambda$	V_2	$T_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{k-1}$
4	p_3	$V_3 \cdot \varphi$	$T_1 \cdot \lambda \cdot \varphi \cdot \varepsilon^{k-1}$
5	$p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k$	V_1	$T_1 \cdot \lambda \cdot \varphi^k$

Căldurile schimbate și lucrul mecanic produs de agentul de lucru într-un ciclu motor se determină astfel:

$$Q_{sc} = Q_{23} + Q_{34} = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\varphi - 1)] [J] \quad (13.15)$$

$$|Q_{sr}| = |Q_{51}| = m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot (\lambda \cdot \varphi^k - 1) [J] \quad (13.16)$$

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| [J] \quad (13.17)$$

Randamentul termic al motorului cu ardere mixtă este:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \varphi^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\varphi - 1)} \quad (13.18)$$

Parametrii caracteristici motoarelor cu ardere internă

Puterea teoretică a unui motor cu ardere internă este dată de relația:

$$P = L \cdot i \cdot N_c [kW] \quad (13.19)$$

unde: i este numărul de cilindri, L este lucrul mecanic [J], iar N_c este numărul de cicluri efectuate într-o secundă de fiecare cilindru, care se calculează cu următoarea relație:

$$N_c = \frac{n_r}{\frac{60 \cdot \tau}{2}} \left[\frac{nr. \text{ cicluri}}{s} \right] \quad (13.20)$$

unde: τ reprezintă numărul de timpi ai motorului.

Puterea indicată a motorului este exprimată prin relația:

$$P_i = L_i \cdot i \cdot N_c [kW] \quad (13.21)$$

unde: L_i este lucrul mecanic indicat [J].

Presiunea medie indicată este raportul dintre lucrul mecanic indicat și cilindrarea unitară:

$$p_{mi} = \frac{L_i}{V_c} \quad (13.22)$$

Puterea medie indicată exprimată în funcție de presiunea medie indicată (p_{mi}) este:

$$P_i = p_{mi} \cdot V_c \cdot i \cdot N_c [kW] \quad (13.23)$$

Consumul de combustibil reprezintă cantitatea de combustibil consumată de motor pentru efectuarea unui ciclu și este dat de raportul dintre cantitatea de căldură primită în cursul arderii (Q_{sc}) și puterea calorică inferioară a combustibilului utilizat (H_i):

$$C_1 = \frac{Q_{sc}}{H_i} \quad (13.24)$$

Consumul orar de combustibil se obține cunoscând consumul de combustibil, numărul de cicluri efectuate într-o oră și numărul de cilindri ai motorului:

$$C_1 = \frac{C_1 \cdot i \cdot nr \cdot 60}{\frac{\tau}{2}} \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (13.25)$$

13.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Un motor cu 4 cilindri funcționează în 4 timpi la turația 4000 rot/min. Cilindreea totală este 1461 cm³, raportul de comprimare este $\varepsilon = V_1/V_2 = 17.6$, iar gradul de injecție $\phi = V_4/V_3 = 1.8$. Aspirația are loc de la presiunea de 1 bar și temperatura de 30 °C. Comprimarea și destinderea sunt adiabate, având coeficientul adiabatic $k = 1.4$. Arderea are loc în două etape: la volum constant și apoi la presiune constantă. Raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră este $\lambda = 1.2$. Evacuarea se realizează la volum constant. Agentul de lucru este echivalentul aerului și are constanta de gaz perfect $R = 287 \text{ J/kgK}$. Se cere:

- Să se determine cilindreea unitară și volumul total al cilindrului (V_1);
- Să se calculeze mărimile de stare în punctele caracteristice (p, V, T);
- Să se determine puterea teoretică a ciclului;
- Să se calculeze randamentul termic teoretic al ciclului;
- Să se determine consumul orar de combustibil dacă puterea calorică a combustibilului este 42000 kJ/kg.

Rezolvare

a) Cilindreea unitară sau volumul util cilindrului este volumul descris de piston între PMS și PMI, fiind definită ca raport între capacitatea cilindrică (V_t) și numărul de cilindri (i):

$$V_c = \frac{V_t}{i} = \frac{1461 \cdot 10^{-6}}{4} = 365.25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Volumul total al unui cilindru devine:

$$V_1 = \frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1} = \frac{17.6 \cdot 365.25 \cdot 10^{-6}}{17.6 - 1} = 387.253 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

b) Mărimile de stare în punctele caracteristice sunt redată în Tabelul 13.4.

Tabel 13.4 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	V · 10 ⁻⁶ [m ³]	T [K]
1	1	387.253	303.15
2	55.43	22.003	954.69
3	66.51	22.003	1145.63
4	66.51	39.605	2062.13
5	2.73	387.253	828.36

c) Puterea teoretică a ciclului se determină astfel:

$$P = L \cdot i \cdot N_c = \frac{L \cdot i}{\sigma}$$

σ este timpul în care se parcurge un ciclu și se determină astfel:

$$\sigma = \frac{1}{\frac{n}{60}} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{1}{\frac{4000}{60}} \cdot \frac{4}{2} = 0.03 \text{ s}$$

Pentru determinarea masei se scrie ecuația de stare a gazelor ideale pentru starea 1:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 387.253 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 303.15} = 0.000445 \text{ kg}$$

Căldura introdusă Q_{23} este:

$$\begin{aligned} Q_{23} &= m \cdot c_v \cdot (t_3 - t_2) = \frac{m \cdot R}{k - 1} \cdot (T_3 - T_2) = \frac{0.000445 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (1145.63 - 954.69) \\ &= 60.978 \frac{\text{J}}{\text{ciclu}} \end{aligned}$$

Căldura introdusă Q_{34} este:

$$Q_{34} = m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) = m \cdot R \cdot \frac{k}{k-1} \cdot (T_4 - T_3) \\ = 0.000445 \cdot 287 \cdot \frac{1.4}{1.4-1} \cdot (2062.13 - 1145.63) = 409.769 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

Căldura ieșită Q_{51} este:

$$Q_{51} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_5) = m \cdot \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_5) = 0.000445 \cdot \frac{287}{1.4-1} \cdot (303.15 - 828.36) \\ = -167.731 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

Lucru mecanic devine:

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| = Q_{23} + Q_{34} - |Q_{51}| = 60.978 + 409.769 - 167.731 = 470.747 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

Puterea teoretică a ciclului devine:

$$P = \frac{L \cdot i}{\sigma} = \frac{470.747 \cdot 4}{0.03} = 40402.14 \text{ W} = 40.4 \text{ kW}$$

$$1 \text{ kW} = 1.34 \text{ CP}$$

$$P_{CP} = 40.4 \text{ kW} = 54.136 \text{ CP}$$

d) Randamentul termic teoretic al ciclului se calculează astfel:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = \frac{Q_{23} + Q_{34} - |Q_{51}|}{Q_{23} + Q_{34}} = \frac{303.016}{470.747} = 0.6437 = 64.37\%$$

e) Consumul de combustibil pentru un cilindru al motorului este:

$$\dot{m}_{cb,c} = \frac{Q_{sc}}{H_i} = \frac{Q_{23} + Q_{34}}{\sigma} \cdot \frac{1}{H_i \cdot 10^3} = \frac{470.747}{0.03} \cdot \frac{1}{42000 \cdot 10^3} = 0.0003736 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ cilindru}$$

Consumul orar de combustibil pentru motor devine:

$$\dot{m}_{cb,orar} = \dot{m}_{cb,c} \cdot i \cdot 3600 = 0.0003736 \cdot 4 \cdot 3600 = 5.37 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

2. Un motor cu aprindere prin scânteie în 4 timpi [35] are 4 cilindri. Cilindreea totală este 1984 cm^3 , raportul de comprimare este $\varepsilon = V_1/V_2 = 9.6$, iar raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră se consideră $\lambda = p_3/p_2 = 2.2$. Aspirația are loc de la presiunea de 0.98 bar și temperatura de 25°C . Comprimarea și destinderea sunt adiabate, având coeficientul adiabatic $k = 1.4$. Agentul de lucru este echivalentul aerului și are constanta de gaz perfect $R = 287 \text{ J/kgK}$. Se cere:

- Să se determine cilindreea unitară și volumul total al cilindrului (V_1);
- Să se calculeze mărimile de stare în punctele caracteristice (p, V, T);
- Să se determine puterea teoretică a ciclului, considerând turația motorului de 4300 rot/min ;
- Să se calculeze randamentul termic teoretic al ciclului;
- Să se determine consumul orar de combustibil, considerând puterea calorică a combustibilului cu valoare de 43700 kJ/kg .

Rezolvare

a) Cilindreea unitară se calculează astfel:

$$V_c = \frac{V_t}{i} = \frac{1984 \cdot 10^{-6}}{4} = 496 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Volumul total al unui cilindru devine:

$$V_1 = \frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1} = \frac{9.6 \cdot 496 \cdot 10^{-6}}{9.6 - 1} = 553.674 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

b) Mărimile de stare în punctele caracteristice sunt redată în Tabelul 13.5.

Tabel 13.5 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	V · 10 ⁻⁶ [m ³]	T [K]
1	0.98	553.674	298.15
2	23.25	57.674	736.79
3	51.15	57.674	1620.94
4	2.16	553.674	655.93

c) Puterea teoretică a ciclului se determină astfel:

$$P = L \cdot i \cdot N_c = \frac{L \cdot i}{\sigma}$$

σ este timpul în care se parcurge un ciclu și se determină astfel:

$$\sigma = \frac{1}{\frac{n}{60}} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{1}{\frac{4300}{60}} \cdot \frac{4}{2} = 0.0279 \text{ s}$$

Pentru determinarea masei se scrie ecuația de stare a gazelor ideale pentru starea 1:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{0.98 \cdot 10^5 \cdot 553.674 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 298.15} = 0.000634 \text{ kg}$$

Căldura introdusă Q_{23} este:

$$\begin{aligned} Q_{23} &= m \cdot c_v \cdot (t_3 - t_2) = \frac{m \cdot R}{k - 1} \cdot (T_3 - T_2) = \frac{0.000634 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (1620.94 - 736.79) \\ &= 402.26 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}} \end{aligned}$$

Căldura ieșită Q_{41} este:

$$\begin{aligned} Q_{41} &= m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) = \frac{m \cdot R}{k - 1} \cdot (T_1 - T_4) = \frac{0.000634 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (298.15 - 655.93) \\ &= -162.78 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}} \end{aligned}$$

Lucru mecanic devine:

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| = Q_{23} - |Q_{41}| = 402.26 - 162.78 = 239.48 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}}$$

Puterea teoretică a ciclului devine:

$$P = \frac{L \cdot i}{\sigma} = \frac{239.48 \cdot 4}{0.0279} = 34334.4 \text{ W} = 34.3344 \text{ kW}$$

d) Randamentul termic teoretic al ciclului se calculează astfel:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = \frac{Q_{23} - |Q_{41}|}{Q_{23}} = \frac{239.48}{402.26} = 0.5953 = 59.53\%$$

e) Consumul de combustibil pentru un cilindru al motorului este:

$$\dot{m}_{cb,c} = \frac{Q_{sc}}{H_i} = \frac{Q_{23}}{\sigma} \cdot \frac{1}{H_i \cdot 10^3} = \frac{402.26}{0.0279} \cdot \frac{1}{43700 \cdot 10^3} = 0.00033 \frac{\text{kg}}{\text{s cilindru}}$$

Consumul orar de combustibil pentru motor devine:

$$\dot{m}_{cb,orar} = \dot{m}_{cb,c} \cdot i \cdot 3600 = 0.00033 \cdot 4 \cdot 3600 = 4.75 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3. Într-un motor cu ardere la presiune constantă, aspirația are loc de la presiunea $p_1 = 975 \text{ mbar}$ și temperatura $t_1 = 32^\circ\text{C}$. Motorul are 4 cilindri și funcționează în 4 timpi la turația de 5200 rot/min. Sunt cunoscute raportul de comprimare $\varepsilon = V_1/V_2 = 10$, volumul total al unui cilindru $V_1 = 0.4 \text{ dm}^3$ și gradul de injecție $\varphi = V_3/V_2 = 1.8$. Agentul termic este un gaz perfect cu proprietățile aerului: $R = 287 \text{ J/kgK}$, $k = 1.42$.

- Să se calculeze mărimile de stare în punctele caracteristice (p, V, T);
- Să se determine puterea teoretică a ciclului;
- Să se calculeze randamentul termic teoretic al ciclului;
- Să se determine consumul orar de combustibil, considerând puterea calorică a combustibilului cu valoare de 46200 kJ/kg.

Rezolvare

a) Mărimile de stare în punctele caracteristice sunt redată în Tabelul 13.6.

Tabel 13.6 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	V · 10 ⁻⁶ [m ³]	T [K]
1	0.975	400	305.15
2	25.65	40	802.63
3	25.65	72	1444.73
4	2.246	400	703.07

b) Puterea teoretică a ciclului se determină astfel:

$$P = L \cdot i \cdot N_c = \frac{L \cdot i}{\sigma}$$

σ este timpul în care se parcurge un ciclu și se determină astfel:

$$\sigma = \frac{1}{\frac{n}{60}} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{1}{\frac{5200}{60}} \cdot \frac{4}{2} = 0.02307 \text{ s}$$

Căldura introdusă Q_{23} este:

$$\begin{aligned} Q_{23} &= m \cdot c_p \cdot (t_3 - t_2) = m \cdot R \cdot \frac{k_c}{k_c - 1} \cdot (T_3 - T_2) \\ &= 0.000445 \cdot 287 \cdot \frac{1.42}{1.42 - 1} \cdot (1444.73 - 802.63) = 277.25 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}} \end{aligned}$$

Pentru determinarea masei se scrie ecuația de stare a gazelor ideale pentru starea 1:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{0.975 \cdot 10^5 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 305.15} = 0.000445 \text{ kg}$$

Căldura ieșită Q_{41} este:

$$\begin{aligned} Q_{41} &= m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) = m \cdot \frac{R}{k_d - 1} \cdot (T_1 - T_4) = 0.000445 \cdot \frac{287}{1.42 - 1} \cdot (305.15 - 703.07) \\ &= -121 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}} \end{aligned}$$

Lucru mecanic devine:

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| = Q_{23} - |Q_{41}| = 277.25 - 121 = 156.25 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}}$$

Puterea teoretică a ciclului devine:

$$P = \frac{L \cdot i}{\sigma} = \frac{156.25 \cdot 4}{0.02307} = 27091 \text{ W} = 27.091 \text{ kW}$$

c) Randamentul termic teoretic al ciclului se calculează astfel:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = \frac{Q_{23} - |Q_{51}|}{Q_{23}} = \frac{156.25}{277.25} = 0.563 = 56.3\%$$

d) Consumul de combustibil pentru un cilindru al motorului este:

$$\dot{m}_{cb,c} = \frac{Q_{sc}}{H_i} = \frac{Q_{23}}{\sigma} \cdot \frac{1}{H_i \cdot 10^3} = \frac{277.25}{0.02307} \cdot \frac{1}{46200 \cdot 10^3} = 0.00026 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ cilindru}$$

Consumul orar de combustibil pentru motor devine:

$$\dot{m}_{cb,orar} = \dot{m}_{cb,c} \cdot i \cdot 3600 = 0.00026 \cdot 4 \cdot 3600 = 3.744 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

4. Un motor al unui camion [36] care are 6 cilindri, funcționează după ciclul Diesel Rapid. Se cunosc următoarele caracteristici:

- diametrul cilindrilor: 107 mm;
- cursa pistonului: 124 mm;
- raportul de compresie $\varepsilon = 16.2$;
- raportul de creștere a presiunii pe procesul de ardere izocora $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 1.4$;
- gradul de injecție $\varphi = \frac{V_4}{V_3} = 1.7$;
- agentul de lucru este aer: $R = 287 \text{ J/kgK}$, $k = 1.36$.

Aspirația are loc presiunea $p_1 = 1010 \text{ mbar}$ și temperatura $t_1 = 13^\circ\text{C}$.

Se cere:

- a) Să se calculeze cilindreea unitară, volumul camerei de ardere (V_2 sau $V_{\max}$) și volumul total al cilindrului;
- b) Să se determine parametrii de stare în punctele caracteristice;
- c) Lucrul mecanic produs de agentul de lucru într-un ciclu motor;
- d) Randamentul termic teoretic al ciclului.

Rezolvare

a) Volumul util al cilindrului sau cilindreea unitară (V_c) este:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.107^2}{4} \cdot 0.124 = 0.001115 \text{ m}^3$$

Volumul total al cilindrului este:

$$V_1 = \frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1} = \frac{16.2 \cdot 0.001115}{16.2 - 1} = 0.001188 \text{ m}^3$$

Volumul camerei de ardere (V_2 sau $V_{\max}$) este:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} = \frac{0.001188}{16.2} = 0.0000733 \text{ m}^3$$

b) Mărimile de stare în punctele caracteristice sunt redată în Tabelul 13.7

Tabel 13.7 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	V · 10 ⁻⁶ [m ³]	T [K]
1	1.01	1188	286.15
2	44.59	73.3	779.86
3	62.43	73.3	1091.81
4	62.43	124.6	1856.08
5	2.91	1188	824.39

c) Căldura introdusă Q₂₃ este:

$$Q_{23} = m \cdot c_v \cdot (t_3 - t_2) = \frac{m \cdot R}{k_c - 1} \cdot (T_3 - T_2) = \frac{0.00146 \cdot 287}{1.36 - 1} \cdot (1091.81 - 779.86) \\ = 363.1 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

Pentru determinarea masei se scrie ecuația de stare a gazelor ideale pentru starea 1:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{1.01 \cdot 10^5 \cdot 1188 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 286.15} = 0.00146 \text{ kg}$$

Căldura introdusă Q₃₄ este:

$$Q_{34} = m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) = m \cdot R \cdot \frac{k_c}{k_c - 1} \cdot (T_4 - T_3) \\ = 0.00146 \cdot 287 \cdot \frac{1.36}{1.36 - 1} \cdot (1856.08 - 1091.81) = 1209.8 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

Căldura ieșită Q₅₁ este:

$$Q_{51} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_5) = m \cdot \frac{R}{k_d - 1} \cdot (T_1 - T_5) = 0.00146 \cdot \frac{287}{1.36 - 1} \cdot (286.15 - 824.39) \\ = -626.5 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

Lucru mecanic devine:

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| = Q_{23} + Q_{34} - |Q_{51}| = 363.1 + 1209.8 - 626.5 = 946.4 \frac{\text{J}}{\text{cilindru}}$$

d) Randamentul termic teoretic al ciclului se calculează astfel:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = \frac{Q_{23} + Q_{34} - |Q_{51}|}{Q_{23} + Q_{34}} = \frac{946.4}{363.1 + 1209.8} = 0.602 = 60.2\%$$

5. O motocicletă [37] are un motor alcătuit dintr-un cilindru și funcționează în 4 timpi la turația de 12000 rot/min. Raportul de comprimare este $\varepsilon = V_1/V_2 = 11.3$. Volumul total al cilindrului este 149.16 cm³. Aspirația are loc de la presiunea $p_1 = 1010 \text{ hPa}$ și temperatura $t_1 = 6 \text{ }^\circ\text{C}$. Raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră se consideră $\lambda = p_3/p_2 = 2$. Agentul termic este un gaz perfect cu proprietățile aerului: $R = 287 \text{ J/kgK}$, $k_c = 1.4$, $k_d = 1.38$.

a) Să se calculeze mărimile de stare în punctele caracteristice (p,V,T);

b) Căldurile schimbate și lucrul mecanic produs de agentul de lucru într-un ciclu motor;

c) Randamentul motorului.

Rezolvare

a) Mărimile de stare în punctele caracteristice sunt redate în Tabelul 13.8.

Tabel 13.8 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	V · 10 ⁻⁶ [m ³]	T [K]
1	1.010	149.16	279.15
2	30.10	13.2	736.32
3	60.21	13.2	1472.65
4	2.12	149.16	586.04

b) Pentru determinarea masei se scrie ecuația de stare a gazelor ideale pentru starea 1:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{1.010 \cdot 10^5 \cdot 149.16 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 279.15} = 0.000188 \text{ kg}$$

Căldura introdusă Q_{23} este:

$$Q_{23} = m \cdot c_v \cdot (t_3 - t_2) = \frac{m \cdot R}{k_c - 1} \cdot (T_3 - T_2) = \frac{0.000188 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (1472.65 - 736.32) \\ = 99.345 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}}$$

Căldura ieșită Q_{41} este:

$$Q_{41} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) = \frac{m \cdot R}{k_d - 1} \cdot (T_1 - T_4) = \frac{0.000188 \cdot 287}{1.38 - 1} \cdot (279.15 - 586.04) \\ = -43.585 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}}$$

Lucru mecanic devine:

$$L = Q_{sc} - |Q_{sr}| = Q_{23} - |Q_{41}| = 99.345 - 43.585 = 55.76 \frac{\text{J}}{\text{ciclu cilindru}}$$

c) Randamentul termic al motorului cu ardere la volum constant este:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{sc}} = \frac{50.76}{99.345} = 0.5613 = 56.13\%$$

13.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Motorul unei motociclete [38] are următoarele caracteristici:

- diametrul cilindrilor: 106 mm;
- cursa pistonului: 67.9 mm;
- raportul de compresie $\varepsilon = 11.5$;

Să se calculeze cilindrul unitară, volumul camerei de ardere (V_2 sau $V_{\max}$) și volumul total al cilindrului.

2. Să se determine parametrii de stare în punctele caracteristice pentru un motor care funcționează după ciclul teoretic al motoarelor cu ardere la presiune constantă. Volumul total al cilindrului este $V_1 = 900 \text{ cm}^3$, iar raportul de comprimare este $\varepsilon = 17.3$. Agentul de lucru este aer, caracterizat de $R = 287 \text{ J/kgK}$ și $k = 1.4$. Aerul aspirat de motor este descris de temperatura $t_1 = 15^\circ \text{C}$ și presiunea $p_1 = 0.99 \text{ bar}$. Gradul de injecție este $\varphi = V_3/V_2 = 1.6$.

3. Ciclul teoretic al unui motor cu ardere mixtă este definit de următorii parametri:

- volumul total al cilindrului al unui cilindru $V = 1.2 \text{ dm}^3$;
 - raportul de compresie $\varepsilon = 16.5$;
 - raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 1.16$;
 - gradul de injecție $\varphi = \frac{V_4}{V_3} = 1.65$;
 - agentul de lucru este aer cu $R = 287 \text{ J/kgK}$ și $k = 1.4$;
 - aspirația are loc la temperatura $t_1 = -5^\circ\text{C}$ și presiunea $p_1 = 1.029 \text{ at}$.
- a) Să se determine parametrii de stare în punctele caracteristice ale ciclului;
- b) Să se calculeze căldurile schimbate și lucrul mecanic dezvoltat într-un ciclu de funcționare.

4. Un MAS are raportul de compresie $\varepsilon = 8.6$. Raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 3.2$. Agentul de lucru este aer, caracterizat de $R = 287 \text{ J/kgK}$ și $k = 1.39$. Aspirația are loc la temperatura $t_1 = 0^\circ\text{C}$ și presiunea $p_1 = 984 \text{ hPa}$. Volumul total al cilindrului este $V_1 = 2.3 \text{ dm}^3$. Să se determine:

- a) Parametrii de stare în punctele caracteristice ale ciclului;
- b) Căldurile schimbate și lucrul mecanic dezvoltat într-un ciclu de funcționare;
- c) Puterea teoretică a ciclului;
- d) Randamentul termic teoretic al ciclului;
- e) Consumul orar de combustibil, considerând puterea calorică a combustibilului cu valoare de 43.4 MJ/kg .

5. Un motor cu ardere internă [39] funcționează după ciclul cu aprindere prin scânteie și este dotat cu 6 cilindri. Diametrul unui cilindru este 84.5 mm , iar cursa pistonului este 89 mm . Raportul de compresie este $\varepsilon = 11.2$, iar raportul de creștere a presiunii la încălzirea izocoră este $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 2.6$. Aerul este agentul de lucru, fiind cunoscute $R = 287 \text{ J/kgK}$ și $k = 1.4$. Aspirația aerului se desfășoară la temperatura $t_1 = 12^\circ\text{C}$ și presiunea $p_1 = 1.01 \text{ bar}$. Să se calculeze:

- a) Cilindreea unitară, volumul camerei de ardere (V_2 sau $V_{\max}$) și volumul total al cilindrului.
- b) Parametrii de stare în punctele caracteristice ale ciclului;
- c) Puterea teoretică a ciclului;
- d) Randamentul termic teoretic al ciclului.

CAPITOLUL 14. INSTALAȚII DE TURBINE CU GAZE

14.1 NOȚIUNI TEORETICE

Instalații de turbină cu gaze cu circuit deschis

Elementele componente ale unei instalații de turbine cu gaze cu circuit deschis utilizată la producerea energiei electrice sunt: compresor (C), camera de ardere (CA), turbina cu gaze (T) și un generator electric (G). La pornirea instalației se folosește și un motor de pornire (MP). Schema de funcționare a unei instalații de turbină cu gaze cu circuit deschis este prezentată în Figura 14.1.

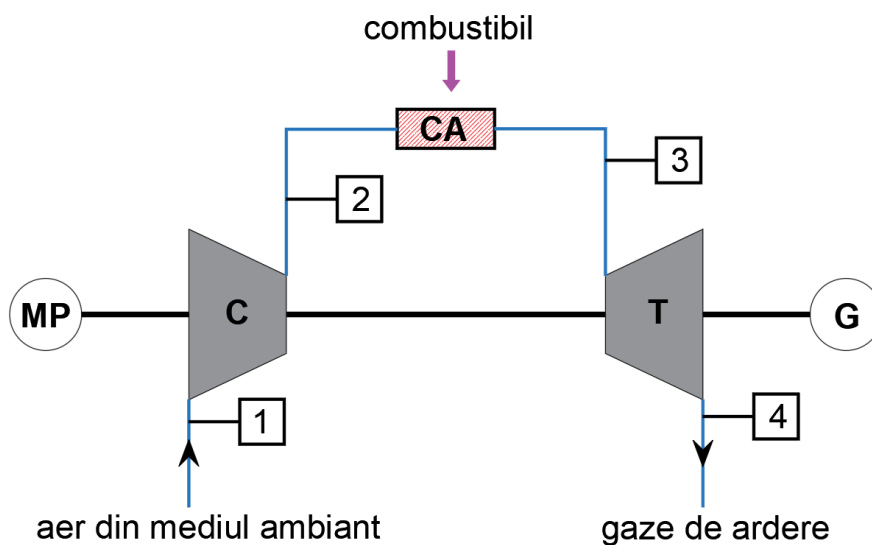


Figura 14.1 Instalație de turbină cu gaze cu circuit deschis

Ciclul termodinamic după care funcționează turbinele cu gaze este ciclul Brayton deschis (sau Joule, dacă se ignoră ireversibilitățile ciclului). Ipotezele simplificatoare considerate în ciclul teoretic de funcționare sunt:

- Agentul termic din instalație este considerat gaz perfect, care păstrează proprietățile aerului pe tot parcursul ciclului
- Debitul masic de aer este constant și egal cu debitul de aer aspirat de compresor
- Toate transformările se consideră reversibile

Ciclul de funcționare al instalației cu turbine cu gaze cu circuit deschis în diagrama p-V (a) și diagrama T-S (b) este prezentat în Figura 14.2.

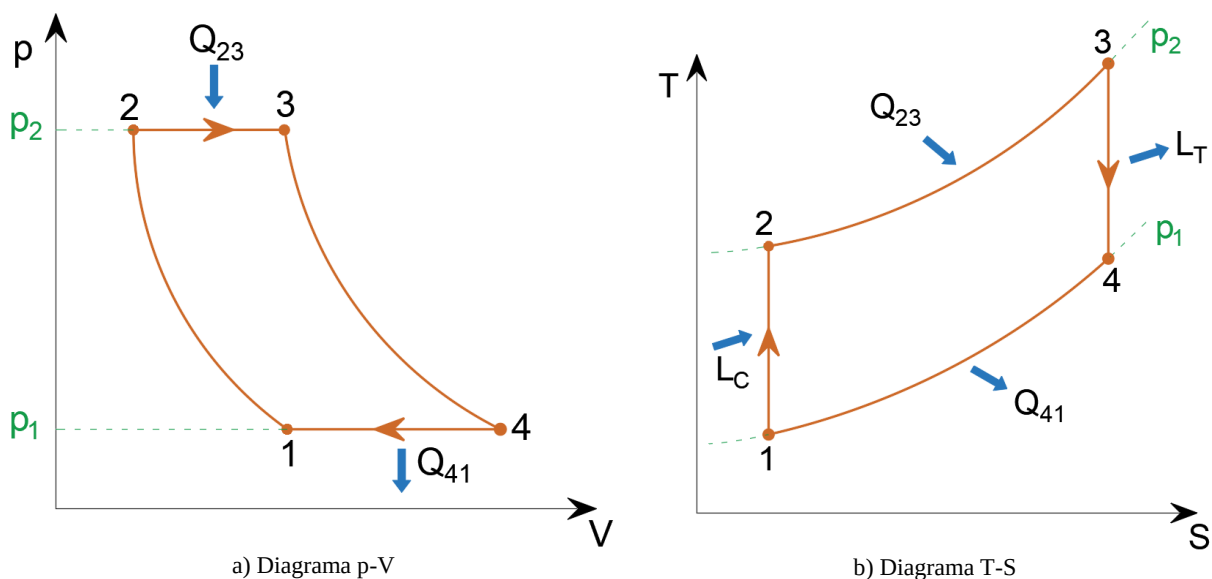


Figura 14.2 Ciclul termodinamic al unei instalații cu turbină cu gaze cu circuit deschis

Ciclul teoretic al instalațiilor de turbină cu gaze, cu ardere la presiune constantă, se compune din:

- Comprimare adiabată a aerului (1-2);
- Încălzire izobară echivalentă cu arderea combustibilului în camera de ardere (2-3);
- Destindere adiabată a gazelor de ardere în turbină (3-4);
- Răcirea izobară a gazelor de ardere echivalentă cu evacuarea (4-1).

Raportul de comprimare realizat de compresor este definit astfel:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (14.1)$$

În Tabelul 14.1 sunt prezentate relațiile de calcul pentru determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice ale ciclului termodinamic.

Tabel 14.1 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice ale ciclului termodinamic

Punct	Presiune	Volum specific	Temperatură
1	Cunoscut	$\frac{R \cdot T_1}{p_1}$	Cunoscut
2	$p_1 \cdot \varepsilon$	$\frac{v_1}{\varepsilon^{\frac{1}{k}}}$	$T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$
3	p_2	$v_2 \cdot \frac{T_3}{T_2}$	$T_2 \cdot \frac{v_3}{v_2}$
4	p_1	$v_3 \cdot \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{k}}$	$T_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

Lucrul mecanic necesar comprimării în transformarea 1-2 se determină cu relația:

$$|L_c| = m \cdot (h_2 - h_1) = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) [kJ] \quad (14.2)$$

Puterea necesară comprimării în transformarea 1-2 se poate determina cu relația:

$$P_c = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) [kW] \quad (14.3)$$

unde: m [kg] este masa agentului de lucru, $\dot{m}$ $\left[\frac{kg}{s}\right]$ este debitul de agent [kg/s]; c_p $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$ este căldura specifică la presiune constantă, T_1 , T_2 [K] sunt temperaturile agentului de lucru la intrarea și la ieșirea din

compresor.

Căldura și fluxul termic absorbite la încălzirea izobară 2-3 se determină astfel:

$$Q_{23} = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) [kJ] \quad (14.4)$$

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) [kW] \quad (14.5)$$

Lucrul mecanic și puterea produse la arborele turbinei sunt:

$$L_T = m \cdot (h_3 - h_4) = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) [kJ] \quad (14.6)$$

$$P_T = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) [kW] \quad (14.7)$$

Căldura, respectiv fluxul de căldură cedate de agentul de lucru în mediul ambiant sunt:

$$|Q_{41}| = m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1) [kJ] \quad (14.8)$$

$$|\dot{Q}_{41}| = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1) [kW] \quad (14.9)$$

Lucru mecanic util realizat într-un ciclu este:

$$L_u = L_t - L_c [kJ] \quad (14.10)$$

Puterea utilă realizată într-un ciclu este:

$$P_u = L_T - L_C [kW] \quad (14.11)$$

Randamentul electric al instalației este:

$$\eta = \frac{L_u}{Q_{23}} = \frac{P_u}{\dot{Q}_{23}} \quad (14.12)$$

Consumul de combustibil este:

$$\dot{m}_{cb} = \frac{\dot{Q}_{23}}{\eta_{CA} \cdot H_i} \left[\frac{kg \text{ comb}}{s} \right] \quad (14.13)$$

unde: $\dot{m}_{cb} \left[\frac{kg \text{ comb}}{s} \right]$ este debitul de combustibil, $H_i \left[\frac{kJ}{kg} \right]$ sau $\left[\frac{kJ}{m^3} \right]$ este puterea calorică a combustibilului, η_{CA} este randamentul camerei de ardere.

14.2 APLICAȚII REZOLVATE

1. Compresorul unei instalații de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă aspiră aer de la presiunea de 0.9 bar și temperatura de 17 °C. Raportul de comprimare al compresorului este $\varepsilon = p_2/p_1 = 6$, temperatura gazelor la intrarea în turbina are valoarea $t_3 = 700$ °C, iar debitul de aer refulat de compresor este 50 kg/s. Gazele de ardere au proprietățile aerului: constanta de gaz perfect $R = 287$ J/kgK și exponentul adiabatic $k = 1.4$. Se cere:

- Să se determine mărimile de stare (p , v , T) în punctele caracteristice.
- Să se calculeze puterea teoretică a turbinei, puterea teoretică a compresorului, puterea teoretică utilă a instalației de turbină cu gaze și randamentul electric al instalației.

Rezolvare

a) Mărimile de stare (p , v , T) în punctele caracteristice sunt prezentate în Tabelul 14.2.

Tabel 14.2 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	v [kg/m ³]	T [K]
1	0.9	0.925	290.15
2	5.4	0.257	484.12
3	5.4	0.517	973.15
4	0.9	1.860	583.24

b) Puterea teoretică a turbinei este:

$$P_T = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) = \dot{m} \cdot \frac{k \cdot R}{k - 1} \cdot (T_3 - T_4) = 50 \cdot \frac{1.4 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (973.15 - 583.24) \\ = 19582990 \text{ W} = 19.583 \text{ MW}$$

Puterea necesară comprimării se determină astfel:

$$P_C = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = \dot{m} \cdot \frac{k \cdot R}{k - 1} \cdot (T_2 - T_1) = 50 \cdot \frac{1.4 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (484.12 - 290.15) \\ = 9742058 \text{ W} = 9.742 \text{ MW}$$

Puterea teoretică utilă a instalației de turbină cu gaze este:

$$P_u = P_T - P_C = 19.582990 - 9.742058 = 9.841 \text{ MW}$$

Fluxul termic absorbit la încălzirea izobară 2-3 se determină astfel:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = \dot{m} \cdot \frac{k \cdot R}{k - 1} \cdot (T_3 - T_2) = 50 \cdot \frac{1.4 \cdot 287}{1.4 - 1} \cdot (973.15 - 484.12) \\ = 24561617 \text{ W} = 24.562 \text{ MW}$$

Randamentul termodinamic al instalației este:

$$\eta = \frac{P_u}{\dot{Q}_{23}} = \frac{9.841}{24.562} = 0.4 = 40\%$$

2. O microturbină cu gaze (ITG), folosită la producerea energiei electrice pentru o fabrică de materiale de construcții, are următoarele caracteristici:

- Raportul de comprimare al compresorului: $\varepsilon = 4.8$;
- Temperatura la intrare în compresor: $t_1 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Presiunea la intrare în compresor: $p_1 = 1 \text{ bar}$;
- Temperatura maximă admisibilă în turbină: $t_3 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Constanta de gaz perfect: $R = 287 \text{ J/kgK}$;
- Exponentul adiabatic al aerului: $k = 1.4$.

a) Să se calculeze parametrii de stare (p , v , T) în punctele caracteristice;

b) Dacă căldura specifică a aerului este 1004 J/kgK și debitul masic de aer din instalație este 6 kg/s , să se calculeze puterea necesară antrenării compresorului, puterea produsă în turbină și puterea utilă a instalației.

Rezolvare

a) Mărimile de stare în punctele caracteristice (p , v , T) sunt prezentate în Tabelul 14.3.

Tabel 14.3 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice

Punct	p [bar]	v [kg/m ³]	T [K]
1	1	0.818	285.15
2	4.8	0.267	446.39
3	4.8	0.642	1073.15
4	1	1.967	685.52

Puterea necesară antrenării compresorului este:

$$P_C = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = 6 \cdot 1004 \cdot (446.39 - 285.15) = 971305 \text{ W} = 0.971 \text{ MW}$$

Puterea produsă în turbină este:

$$P_T = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) = 6 \cdot 1004 \cdot (1073.15 - 685.52) = 2335084 \text{ W} = 2.335 \text{ MW}$$

Puterea utilă a instalației de turbină cu gaze este:

$$P_u = P_T - P_C = 2.335084 - 0.971305 = 1.364 \text{ MW}$$

3. O instalație de turbină cu gaze folosită la tracțiune navală (care funcționează după ciclul deschis) are următoarele caracteristici:

- Raportul de comprimare: $\varepsilon = 16$;
- Puterea nominală utilă a instalației de turbină cu gaze în condiții ISO este de 50 MW.

Se cunosc:

- Parametrii la aspirație (condiții ISO: presiunea $p_1 = 1$ bar și temperatura $t_1 = 15$ °C)
- Temperatura la finalul arderii (adică temperatura maximă admisibilă în turbină): $t_3 = 1130$ °C.
- Se cunoaște căldura specifică a aerului, $c_{p,aer} = 1004$ J/kgK și indicele adiabatic al aerului, $k =$

1.32.

Să se determine:

- Temperaturile în punctele caracteristice;
- Debitul masic de aer din instalația de turbină cu gaze;
- Puterea necesară antrenării compresorului, puterea turbinei și fluxul de căldură introdus în camera de ardere.

Rezolvare

a) Temperaturile în punctele caracteristice sunt:

$$T_1 = 273.15 + 15 = 288.15 \text{ K}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} = 288.15 \cdot 16^{\frac{1.32-1}{1.32}} = 564.32 \text{ K}$$

$$T_3 = 273.15 + 1130 = 1403.15 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \cdot \left(\frac{1}{16}\right)^{\frac{1.32-1}{1.32}} = 716.47 \text{ K}$$

b) Puterea utilă a instalației de turbină cu gaze se calculează astfel:

$$P_u = P_T - P_C = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) - \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = \dot{m} \cdot [c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)]$$

Debitul masic de aer din instalația de turbină cu gaze este:

$$\dot{m} = \frac{P_u}{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{50000000}{1004 \cdot (1403.15 - 716.47) - 1004 \cdot (564.32 - 288.15)} = 121.315 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

c) Puterea necesară antrenării compresorului este:

$$P_C = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = 121.315 \cdot 1004 \cdot (564.32 - 288.15) = 33.638 \text{ MW}$$

Puterea produsă în turbină este:

$$P_T = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) = 6 \cdot 1004 \cdot (1403.15 - 716.47) = 83.638 \text{ MW}$$

Fluxul de căldură introdus în camera de ardere este:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = 121.315 \cdot 1004 \cdot (1403.15 - 564.32) = 102.170 \text{ MW}$$

4. O turbină cu gaze funcționează după schema cu recuperarea căldurii (în care gazele de ardere preîncălzesc aerul de combustie) este prezentată în Figura 14.3. Se consideră $t_{2'} = t_4$ și $t_{4'} = t_2$.

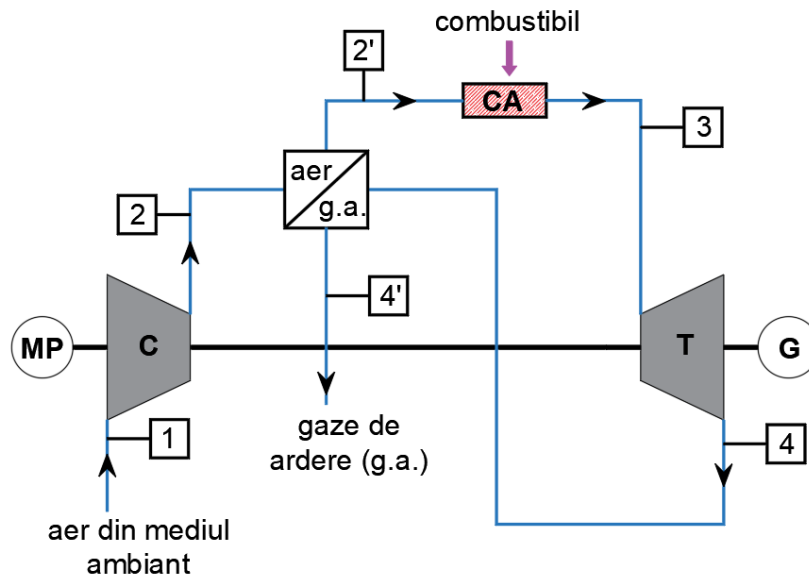


Figura 14.3 Ciclul unei turbine cu gaz cu regenerarea căldurii

Parametrii aerului aspirat din mediul ambiant sunt temperatura $t_1 = 15^\circ\text{C}$ și presiunea $p_1 = 1 \text{ bar}$. Temperatura de evacuare a gazelor arse este $t_4 = 520^\circ\text{C}$. Raportul de comprimare al compresorului este $\varepsilon = 8$. Gazele de ardere au proprietățile aerului $R = 287 \text{ J/kgK}$, $k = 1.4$, $c_p = 1.004 \text{ kJ/kgK}$.

- Să se calculeze parametrii termodinamici în stările caracteristice ale ciclului;
- Să se calculeze lucrul mecanic specific necesar antrenării compresorului, lucrul mecanic specific produs în turbină, lucrul mecanic specific util al instalației și căldura masică absorbită la încălzirea izobară M3;

c) Să se determine randamentul termodinamic al instalației.

Rezolvare

a) Parametrii termodinamici în stările caracteristice ale ciclului sunt prezentați în Tabelul 14.4.

Tabel 14.4 Parametrii termodinamici în stările caracteristice ale ciclului

Punct	p [bar]	v [kg/m ³]	T [K]
1	1	0.827	288.15
2	8	0.187	521.25
2'	8	0.285	793.15
3	8	0.515	1436.75
4	1	2.276	793.15
4'	1	1.495	521.25

b) Lucrul mecanic specific necesar antrenării compresorului este:

$$l_C = c_p \cdot (T_2 - T_1) = 1.004 \cdot (521.25 - 288.15) = 234.03 \frac{kJ}{kg}$$

Lucrul mecanic specific produs în turbină este:

$$l_T = c_p \cdot (T_3 - T_4) = 1.004 \cdot (1436.75 - 793.15) = 646.17 \frac{kJ}{kg}$$

Lucrul mecanic specific util al instalației este:

$$l_u = l_T - l_C = 646.17 - 234.03 = 412.14 \frac{kJ}{kg}$$

Căldura masică absorbită la încălzirea izobară 2'-3:

$$q_{sc} = q_{2'-3} = c_p \cdot (T_3 - T_{2'}) = 1.004 \cdot (1436.75 - 793.15) = 643.17 \frac{kJ}{kg}$$

c) Randamentul termodinamic al instalației este:

$$\eta = \frac{l_u}{q_{2'-3}} = \frac{412.14}{643.17} = 64.08\%$$

5. Puterea nominală a unei instalații de turbină cu gaze [40] este 450 MW. Raportul de comprimare realizat de compresor este $\varepsilon = 21$. Temperatura gazelor la ieșirea din turbină este $t_4 = 630$ °C. Aerul este aspirat în compresor la temperatura $t_1 = 23$ °C și presiunea $p_1 = 985$ mbar. Gazele au proprietățile aerului: $R = 287$ J/kgK, $k = 1.4$, $c_p = 1004$ J/kgK. Să se calculeze:

a) Parametrii de stare (p , v , T) în punctele caracteristice;

b) Debitul masic de aer din instalație;

c) Fluxul de căldură introdus în camera de ardere;

d) Consumul de combustibil, în condițiile utilizării gazelor naturale, cu puterea calorifică inferioară de 35.6 MJ/m³.

Rezolvare

a) Parametrii termodinamici în stările caracteristice ale ciclului sunt prezentați în Tabelul 14.5.

Tabel 14.5 Parametrii termodinamici în stările caracteristice ale ciclului

Punct	p [bar]	v [kg/m ³]	T [K]
1	0.985	0.863	296.15
2	20.685	0.098	706.79
3	20.685	0.299	2155.44
4	0.985	2.632	903.15

b) Debitul masic de aer din instalația de turbină cu gaze este:

$$\dot{m} = \frac{P_u}{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{450000000}{1004 \cdot (2155.44 - 903.15) - 1004 \cdot (706.79 - 296.15)} = 532.53 \frac{kg}{s}$$

c) Fluxul de căldură introdus în camera de ardere este:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = 532.53 \cdot 1004 \cdot (2155.44 - 706.79) = 774.54 \text{ MW}$$

d) Consumul de combustibil este:

$$\dot{m}_{cb} = \frac{\dot{Q}_{23}}{H_i} = \frac{774.54}{35.6} = 21.76 \frac{m^3}{s}$$

14.3 APLICAȚII PROPUSE

1. Compresorul unei instalații de turbină cu gaze aspiră 25000 kg/h de aer la presiunea de 1 bar și temperatura de 30 °C. Raportul de comprimare al compresorului $\varepsilon = p_2/p_1 = 5.5$. Temperatura la finalul arderii este $t_3 = 800$ °C. Gazele au proprietățile aerului: $R = 287$ J/kgK, $k = 1.4$.

- Să se determine parametrii de stare (p , v , T) în punctele caracteristice;
- Să se calculeze puterea utilă a instalației;
- Să se determine randamentul termodinamic al ciclului;

2. Într-o instalație cu turbină de gaze cu circuit deschis, compresorul vehiculează un debit de 166800 m³/h. Aspirația are loc la temperatura $t_1 = 20$ °C și presiunea $p_1 = 1$ bar. Raportul de comprimare este $\varepsilon = p_2/p_1 = 6$. Gazele au proprietățile aerului: $R = 287$ J/kgK, $k = 1.4$, $\rho = 1.2$ kg/m³. Să se determine:

- Parametrii de stare (p , v , T) în punctele caracteristice;
- Puterea teoretică a turbinei;
- Puterea teoretică a compresorului;
- Puterea teoretică a instalației de turbină cu gaze;
- Randamentul termodinamic al instalației.

3. Tracțiunea unei nave este asigurată de o turbină cu gaze [41] cu puterea nominală de 30.2 MW. Raportul de comprimare este $\varepsilon = 23.1$. Temperatura gazelor la ieșirea din turbină este $t_4 = 518$ °C. Aerul este aspirat în compresor la temperatura $t_1 = 12$ °C și presiunea $p_1 = 1.01$ bar. Gazele au proprietățile aerului: $R = 287$ J/kgK, $k = 1.4$, $c_p = 1004$ J/kgK.

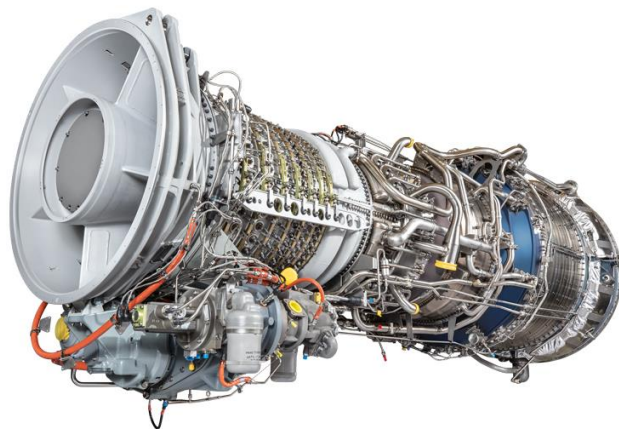


Figura 14.4 Turbină cu gaze utilizată în tracțiunea navală [41]

Să se determine:

- Temperaturile în punctele caracteristice;
- Debitul masic de aer din instalație;
- Puterea utilă a instalației;
- Fluxul de căldură introdus în camera de ardere, respectiv fluxul termic evacuat de agentul de lucru;
- Randamentul instalației de turbină cu gaze.

4. Pe o platformă de extracția petrolului se utilizează o instalație cu turbină cu gaze [42] cu puterea de 38.1 MW (în condiții ISO). Aspirația aerului are loc la presiunea $p_1 = 1.01325$ bar și temperatura $t_1 = 15$ °C. Raportul de comprimare este $\varepsilon = 24.5$. Temperatura gazelor la ieșirea din turbină este $t_4 = 484$ °C. Se consideră că gazele au proprietățile aerului: $c_p = 1.004$ kJ/kgK, $R = 287$ J/kgK, $k = 1.4$.

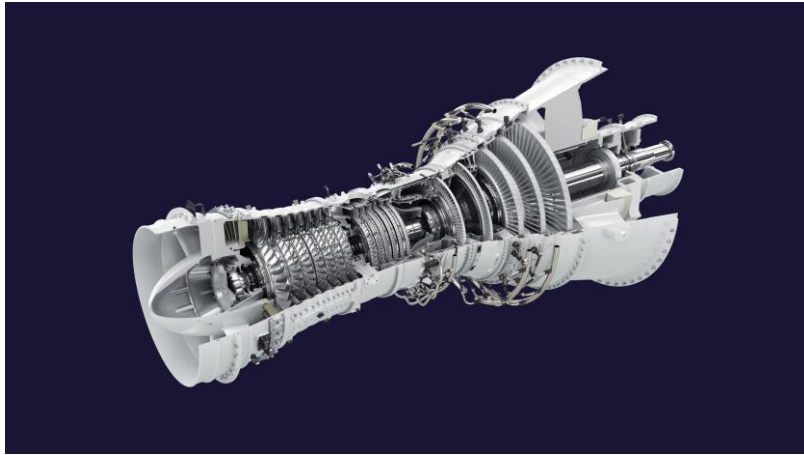


Figura 14.5 Turbină cu gaze utilizată în industria petrolului și a gazelor naturale [42]

- a) Să se determine parametrii de stare (p , v , T) în punctele caracteristice;
- b) Să se calculeze debitul masic de aer din instalație;
- c) Să se determine puterea utilă a instalației și randamentul termodinamic al instalației.

5. O microturbină cu gaze asigură producția de 100 kW electricitate [43] pentru un chiller care asigură răcirea unei clădiri comerciale. Raportul de comprimare al compresorului este $\varepsilon = 4.5$. Aerul este aspirat la presiunea $p_1 = 1$ bar și temperatura $t_1 = 30$ °C, iar gazele au proprietățile aerului: $R = 287$ J/kgK, $k = 1.4$, $c_p = 1.004$ kJ/kgK. Temperatura maximă admisibilă în turbină este $t_3 = 950$ °C. Să se determine:

- a) Parametrii de stare (p , v , T) în punctele caracteristice;
- b) Puterea teoretică a turbinei, puterea teoretică a compresorului și puterea teoretică a instalației de turbină cu gaze;
- c) Randamentul termodinamic al instalației.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Sisteme și tipuri de injecție – InjectorLab, https://injectorlab.ro/?page_id=385 (accesat: 25.09.2024).
- [2] Pompa submersibilă apă murdară Einhell GC-DP 7835, 780 W, 15700 l/h debit maxim, 8 m înălțime refulare, 7 m adâncime absorbție - eMAG.ro, <https://www.emag.ro/pompa-submersibila-apa-murdara-einhell-gc-dp-7835-780-w-15700-l-h-debit-maxim-8-m-inaltime-refulare-7-m-adancime-absorbtie-4170682/pd/D1YV4BBBM/> (accesat: 16.09.2024).
- [3] Roues et pneus des bus et cars, <https://www.transbus.org/dossiers/pneus.html> (accesat: 4.11.2024).
- [4] Lavinia Socaciu, Oana Giurgiu. Termotehnică. Sinteză lucrări de laborator, U.T.PRESS, Cluj-Napoca, 2017.
- [5] Scuba Diving Risks - Pressure, Depth and Consequences, <https://www.tripsavvy.com/depth-and-pressure-scuba-diving-2963200> (accesat: 25.09.2024).
- [6] HOV Alvin, <https://www.who.edu/what-we-do/explore/underwater-vehicles/hov-alvin/> (accesat: 25.09.2024).
- [7] Aparat de spalat cu presiune Bosch AQUATAK 37-13, 1700 W, 130 bar, 370 l/h - eMAG.ro, <https://www.emag.ro/aparat-de-spalat-cu-presiune-bosch-aquatak-37-13-1700-w-130-bar-370-l-h-06008a7200/pd/D09BJBBBM/?path=aparat-de-spalat-cu-presiune-bosch-aquatak-37-13-1700-w-130-bar-370-l-h-06008a7200/pd/D09BJBBBM> (accesat: 16.09.2024).
- [8] What Does a Pitot Tube on an Aircraft Do? - National Aviation Academy, <https://www.naa.edu/pitot-tube/> (accesat: 25.09.2024).
- [9] Primul centru de skydiving de interior din tara, construit la Cluj – Ziar de Cluj, <http://ziardecluj.ro/primul-centru-de-skydiving-de-interior-din-tara-construit-la-cluj/> (accesat: 16.09.2024).
- [10] Pressure gauge | Instrument Types, Uses & Maintenance | Britannica, <https://www.britannica.com/technology/pressure-gauge> (accesat: 25.09.2024).
- [11] All American 25x electric pressure steam sterilizer autoclave with support base, https://www.ebay.com/itm/126579943082?itmmeta=01J8NASBQV4X84P9VDSNNWQFA7&hash=item1d78c0a6aa:g:4w4AAOSwfbVmltW&itmprp=enc%3AAQAJAAAA4Mxmj%2BiGvOveHXEB-CIPb29hAsBujQzvJibGeqb4jSCTGwSScqzIjp-Pyofh%2FkLZ9s9KPZq8i4LCL4o9i35qye3pncKJfIX7nKgFRYrEI-sAvo3IBO9HUPMT6Gi%2BaP6Ld3FZBoBRMrikuTtcu007OBVrMIdUKK6mbH4MqhfoO-enE%2BkRpkIlgoh-cpHk2tl486OEVOwZfXiYWYfZ6l9wBQ9DKdxFd%2Fgbg%2BojD2LvlQq45ZOlugcju-vycFK6Yw2ezKx4VVX2lCwBFfdUGVMe67LsxA%2BzVjqUlyY63wzaAusWKqR%2Fb%7Ctkp%3ABk9SR_y75arFZA (accesat: 25.09.2024).
- [12] Boyc MP. Gas Turbine Engineering Handbook, Fourth Edition. Gas Turbine Engineering Handbook, Fourth Edition 2011:1–956. <https://doi.org/10.1016/C2009-0-64242-2>.
- [13] Pitot Henri Photo Gallery, People of Provence, by Provence Beyond, <https://www.beyond.fr/people/pitot-henri-photo-gallery.html> (accesat: 16.09.2024).
- [14] Ventilator centrifugal 6500 mc/h, 784 Pa, Starway ABS-6-4K-T, <https://www.all4ventilation.ro/ventilator-centrifugal-6500-mch-starway-abs-6-4k-t> (accesat: 25.09.2024).
- [15] Tonometer - AT-1 - Takagi Ophthalmic Instruments Europe - applanation tonometry / tabletop, <https://www.medicalexpo.com/prod/takagi-ophthalmic-instruments-europe/product-70788-436037.html> (accesat: 25.09.2024).
- [16] Vas expansiune - Flexcon R 18L, <https://hidropump.ro/product/vas-expansiune-flexcon-r-18l-vas-de-incalzire-racire/> (accesat: 25.09.2024).
- [17] Supraalimentarea motoarelor cu compresor mecanic, <https://autotehnica.com/supraalimentarea-motoarelor-cu-compresor-mecanic/> (accesat: 25.09.2024).
- [18] Plate And Frame Vs. Shell And Tube: What Is The Difference?, <https://www.torq-n-seal.com/plate-and-frame-vs-shell-and-tube-what-is-the-difference/> (accesat: 12.11.2024).
- [19] Toyota Mirai – Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Toyota_Mirai (accesat: 31.10.2024).
- [20] Hydrogen Storage Gas Tank Tube Skid Container H2 Tanker Truck for Compressed Gas Transportation - Hydrogen Cylinder and Tank, <https://jshuayan.en.made-in-china.com/showroom/Hydrogen-Cylinder-and-Tank>

- china.com/product/fOEGPJYABDTV/China-Hydrogen-Storage-Gas-Tank-Tube-Skid-Container-H2-Tanker-Truck-for-Compressed-Gas-Transportation.html (accesat: 31.10.2024).
- [21] Chapter 2a: Pure Substances: Phase Change, Properties (updated 9/20/09), https://people.ohio.edu/trembly/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1_6/Chapter2a.html (accesat: 19.09.2024).
- [22] Alexander Boye Petersen. Experiences from other urban waste heat recovery investments. 25 cases of urban waste heat recovery, <https://nape.pl/wp-content/uploads/2020/11/Doswiadczenia-z-innych-inwestycji-zwiazanych-z-odzyskiem-ciepła-z-miejskich-odpadów.pdf> (accesat: 13.11.2024).
- [23] Electrocentrale Paroşeni – Wikipedia, https://ro.wikipedia.org/wiki/Electrocentrale_Paro%C8%99eni (accesat: 19.09.2024).
- [24] Jovanovski G, Boev B, Makreski P. Chemistry and geology of coal: nature, composition, coking, gasification, liquefaction, production of chemicals, formation, peatification, coalification, coal types, and ranks. *ChemTexts* 2023;9:1–16. <https://doi.org/10.1007/S40828-022-00177-Y/TABLES/4>.
- [25] Adebayo AO, Jekayinfa SO, Linke B, Singh M. Effects of Organic Loading Rate on Biogas Yield in a Continuously Stirred Tank Reactor Experiment at Mesophilic Temperature. *Current Journal of Applied Science and Technology* 2015;11:1–9. <https://doi.org/10.9734/BJAST/2015/18040>.
- [26] Biomass briquettes from pitcoal-wood: Boiler test facility combustion case study, https://www.researchgate.net/publication/236120273_Biomass_briquettes_from_pitcoal-wood_Boiler_test_facility_combustion_case_study (accesat: 20.09.2024).
- [27] Agrawal KK, Jain S, Jain AK, Dahiya S. Assessment of greenhouse gas emissions from coal and natural gas thermal power plants using life cycle approach. *International Journal of Environmental Science and Technology* 2014;11:1157–64. <https://doi.org/10.1007/S13762-013-0420-Z/TABLES/6>.
- [28] Tat ME, Van Gerpen JH, Soylu S, Canakci M, Monyem A, Wormley S. The speed of sound and isentropic bulk modulus of biodiesel at 21°C from atmospheric pressure to 35 MPa. *J Am Oil Chem Soc* 2000;77:285–9. <https://doi.org/10.1007/S11746-000-0047-Z>.
- [29] KAŁUŻNY J, MERKISZ J, GALLAS D, RUNKA T, KOZAK M, PIELECHA I. An innovative system for piston engine combustion with laser-induced ignition of the hydrocarbon fuel consisting carbon nanotubes. *Combustion Engines* 2017;168:3–14. <https://doi.org/10.19206/CE-2017-101>.
- [30] The impact of the composition of the wood gas to emissions after combustion of wood gas, https://www.researchgate.net/publication/264973443_THE_IMPACT_OF_THE_COMPOSITION_OF_THE_WOOD_GAS_TO_EMISSIONS_AFTER_COMBUSTION_OF_WOOD_GAS (accesat: 20.09.2024).
- [31] Sorgulu F, Ozturk M, Javani N, Dincer I. Experimental investigation for combustion performance of hydrogen and natural gas fuel blends. *Int J Hydrogen Energy* 2023;48:34476–85. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2023.05.239>.
- [32] Hoekman SK, Broch A, Robbins C, Cenicerros E, Natarajan M. Review of biodiesel composition, properties, and specifications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012;16:143–69. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2011.07.143>.
- [33] Cooling of Electronic Devices: A Key Aspect for Longevity and Reliability, PCB master, <https://www.pcbmaster.eu/cooling-electronic-devices-key-aspect-longevity-and-reliability> (accesat: 25.09.2024).
- [34] Heat sink – Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_sink (accesat: 26.09.2024).
- [35] 2013 Audi A4 (B8 8K, facelift 2011) 2.0 TFSI (225 Hp) | Technical specs, data, fuel consumption, dimensions, <https://www.auto-data.net/en/audi-a4-b8-8k-facelift-2011-2.0-tfsi-225hp-18837> (accesat: 16.09.2024).
- [36] Cummins 6.7L Turbo Diesel (2021), Cummins Inc., <https://www.cummins.com/engines/cummins-67l-turbo-diesel-2021> (accesat: 2.10.2024).
- [37] Honda Winner – Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Honda_Winner (accesat: 1.10.2024).
- [38] Ducati Diavel – Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Ducati_Diavel (accesat: 3.10.2024).
- [39] 2024 Audi Q7 (Typ 4M, facelift 2024) 60 TFSI e V6 (490 Hp) Plug-in Hybrid quattro tiptronic | Technical specs, data, fuel consumption, dimensions, <https://www.auto-data.net/en/audi-q7-typ-4m-facelift-2024-60-tfsi-e-v6-490hp-plug-in-hybrid-quattro-tiptronic-51703> (accesat: 4.10.2024).
- [40] SGT5-8000H Heavy-duty gas turbine (50 Hz), https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt5-8000h.html# (accesat: 2.11.2024).
- [41] LM2500+ GE Aerospace, <https://www.geaerospace.com/military-defense/engines/lm2500-plus> (accesat: 4.11.2024).
- [42] SGT-A35, <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt-a30-a35->

rb.html#/ (accesat: 4.11.2024).

- [43] Nascimento MAR do, Oliveira Rodrigues L de, Santos EC dos, Gomes EEB, Dias FLG, Velásques EIG, et al. Micro Gas Turbine Engine: A Review. Progress in Gas Turbine Performance 2013. <https://doi.org/10.5772/54444>.

Bibliografie generală

- [1] Madărășan T., Bălan M., Termodinamică tehnică, Editura Sincron, 2000.
- [2] Bălan M., Noțiuni de termotehnică, disponibil online: <https://www.mugurbalan.eu/cadru.html>.
- [3] Bode F., Ungureșan P., Combustie și Instalații de Ardere, Editura U.T.Press, 2014.
- [4] Ungureșan P., Bode F., Termodinamică Aplicată, Editura U.T.Press, 2017.
- [5] Moran M., Shapiro H., Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley & Sons, 2000.
- [6] Bejan A., Tsatsaronis G.A., Thermal design and optimisation, John Wiley & Sons, 1995.
- [7] Bejan A., Termodinamică tehnică avansată, Editura Tehnică, 1996.
- [8] Cengel Y., Boles M., Thermodynamics, an engineering approach, John Wiley & Sons, 2002.
- [9] Heywood J., Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hil, 1998.
- [10] Whitman W.C., Johnson W.M., Tomczyk J., Refrigeration and air conditioning technology, 5th ed., Thomson Delmar Learning, 2005.
- [11] Cengel Y., Heat and mass transfer, a practical approach, McGraw-Hill, 2007.
- [12] Popa B., Carabogdan Gh., Manualul inginerului termotehnician, Vol.I, II și III, Editura Tehnică, 1986.
- [13] Long C., Sayma N., Heat transfer: Exercises, 2010.
- [14] Socaciu L., Giurgiu O., Termotehnică. Lucrări de Laborator, Editura U.T.Press, 2015.
- [15] Stan M., Probleme rezolvate de termodinamică, Editura Matrix Rom, 2009.
- [16] Ilină M., Lungu C., 100 de probleme practice de instalații de încălzire, Editura MatrixRom, 2005.
- [17] Ștefănescu D., Grunwald B., Radcenco V., Trifan S., Moldovanu Gh., Papadopol C., Bazele termotehnicii, Editura Didactică și Pedagogică, 1970.
- [18] Radcenco V., Porneală S., Dobrovicescu A., Procese în instalații frigorifice, Editura Didactică și Pedagogică, 1983.
- [19] Carabogdan Gh., Badea A., Ionescu L., Leca A., Ghia V., Nistor I., Cserveny I., Instalații termice industriale, Editura Tehnică, 1978.
- [20] Tolle H., Măsurări în instalațiile termice, Editura Tehnică, 1972.
- [21] Radcenco V., Criterii de optimizare a proceselor termice, Editura Tehnică, 1977.
- [22] Ilină M., Lungu C., Tratat de inginerie termică în clădiri, Editura MatrixRom, 2019.
- [23] Madărășan T., Bazele termotehnicii, Editura Sincron, 1998.
- [24] Teborean I., Termotehnică și mașini termice, Vol. II, Ed. Risoprint, 2004.
- [25] Cristea Al., Ventilarea și conditionarea aerului, Editura Tehnică, 1976,
- [26] Stănescu P.D., Antonescu N.N., Aparate termice. Curs, Editura MatrixRom, 2013.
- [27] Hera D., Instalații frigorifice, Vol. 1 Agenți frigorifici, ed. III, Editura MatrixRom, 2009.
- [28] Hera D., Girip A., Instalații frigorifice, Vol. 2 Scheme și cicluri frigorifice, Editura MatrixRom, 2007.
- [29] Hera D., Instalații frigorifice, Vol. 3 Echipamente frigorifice, Editura MatrixRom, 2009.
- [30] Radcenco V., Grigoriu M., Duicu T., Dobrovicescu A., Instalații frigorifice și criogenice. Probleme și aplicații, Editura Tehnică, 1987.
- [31] Leonăchescu N., Șandru E., Cartas V., Mihăilă C., Caluianu V., Probleme de termotehnică, Editura Didactică și Pedagogică, 1977.
- [32] Leonăchescu N., Termotehnică, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
- [33] Popa B., Vintilă C., Termotehnică și mașini termice, Editura Didactică și Pedagogică, 1977.
- [34] Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S., Fundamentals of Heat Mass Transfer, 6th ed., Wiley, 2006.
- [35] Ilină M. (coord.), Manualul de Instalații, Instalații de încălzire, ed. II, Editura Artecno, 2010.
- [36] Duță Gh. (coord.), Manualul de Instalații, Instalații de ventilare și climatizare, ed. II, Editura Artecno, 2010.
- [37] Taraza D., Belei A., Minculescu Ș., Aplicații și probleme de motoare termice, Editura Didactică și pedagogică, 1981.
- [38] Ștefănescu D., Marinescu M., Dănescu Al., Transferul de căldură în tehnică (vol. 1), Culegere de probleme pentru ingineri, ed. Tehnică, 1982