

DIMENSIONAREA CONDUCTELOR INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CU APĂ CALDĂ ȘI APĂ FIERBINTE

Calculul de dimensionare a rețelelor instalațiilor de încălzire urmărește stabilirea diametrelor conductelor de alimentare a corpurilor de încălzire.

Pentru calculul hidraulic al conductelor sunt necesare următoarele operațiuni preliminare:

- stabilirea schemei de calcul a instalației de încălzire (rețea de distribuție, coloane, racorduri etc.);
- înscrierea debitelor de căldură pe tronsoanele care alcătuiesc schema de calcul;
- înscrierea lungimilor tronsoanelor, utilizând datele rezultate din planurile de montare și schema coloanelor;
- cunoașterea parametrilor agentului termic (temperatura de ducere, θ_d , [°C] și, de întoarcere, θ_i , [°C]);
- cunoașterea presiunii disponibile (dacă este cazul) din circuitul instalației;
- stabilirea materialului din care sunt confecționate conductele.

4.1. Pierderi de sarcină în conducte

Pentru curgerea agentului termic prin conductele unei rețele de încălzire cu apă caldă, din punct de vedere termohidraulic, se consideră următoarele ipoteze simplificatoare:

1. mișcarea fluidului în regim permanent;
2. regimul de curgere este cel turbulent, conducta fiind considerată hidraulic rugoasă în zona prepătratică fiind valabilă relația Colebrook – White (relația 4.1):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot d_i} \right) \quad (4.1)$$

unde: λ - coeficientul lui Darcy;

Re – criteriul Reynolds, determinat cu relația 4.2, în funcție de viteza de curgere a agentului termic prin conductă, [m/s] (relația 4.3), de diametrul conductei, d_i , [mm] și de viscozitatea dinamică a agentului termic, [m²/s] (relația 4.4):

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad (4.2)$$

$$w = \frac{m}{S \cdot \rho} = \frac{m}{\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \rho} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho} \quad [\text{m/s}] \quad (4.3)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (4.4)$$

în care: ρ - densitatea agentului termic, [kg/m³], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic;

η - viscozitatea cinematică a agentului termic, [Pa·s], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic;

k – rugozitatea absolută, definită ca fiind înălțimea asperităților. Pentru conductele utilizate curent în instalațiile de încălzire cu apă caldă rugozitățile absolute au valori în funcție de materialul utilizat:

- conducte din oțel (OL), trase sau laminate: $k_{OL} = (0,02 \dots 0,06)$ mm;

- conducte din cupru (Cu), trase sau laminate: $k_{Cu}=(0,001...0,002)$ mm;
- conducte din materiale cu structură termoplastică (POL): $k_{POL}=0,007$ mm.

Dacă acest parametru se raportează la diametrul interior al conductei, d_i , se obține un nou parametru, care poartă denumirea de rugozitate relativă, ε (relația 4.5):

$$\varepsilon = \frac{k}{d_i} \quad (4.5)$$

3. curgerea se consideră izotermă (relația 4.6) sau neizotermă (relația 4.7):

$$\frac{d\rho}{d\theta} = 0 \quad (4.6)$$

$$\frac{d\rho}{d\theta} \cong 0,168 + 0,0057 \cdot \theta_m \quad [\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})] \quad (4.7)$$

unde: θ_m – temperatura medie a fluidului în conducte, [°C], determinată cu relația 4.8, în funcție de temperatura cu care agentul termic intră în conductă, θ_1 , [°C], respectiv de temperatura cu care agentul termic iese din conductă, θ_2 , [°C]:

$$\theta_m = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.8)$$

Calculul hidraulic prin care se stabilesc și diametrele conductelor din instalațiile de încălzire cu apă caldă se face aplicând relația 4.9:

$$\Delta p = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \frac{\dot{V}^2}{D^4 \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (4.9)$$

unde: \dot{V} - debitul de fluid vehiculat prin conductă, [kg/s], determinat cu relația 4.10:

$$\dot{V} = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta T} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (4.10)$$

în care: Φ - debitul de căldură, [kW];

c – căldura masică specifică a agentului termic, [kJ/(kg·°C)], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic;

$\Delta T = \theta_d - \theta_i$ – diferența dintre temperatura agentului termic din conducta de ducere, θ_d , [°C] și cea din conducta de întoarcere, θ_i , [°C].

Înlocuind expresia de calcul a debitului de fluid (relația 4.10) în formula de calcul hidraulic (relația 4.9), rezultă expresia generală de calcul a acesteia (relația 4.11), precum și expresiile de calcul pentru pierderea de sarcină liniară, R , [Pa/m] (relația 4.12), respectiv pentru pierderea de sarcină locală, Z , [Pa] (relația 4.13):

$$\Delta p = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{\Phi}{c \cdot \Delta T} \right)^2 \cdot \frac{1}{D^4 \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (4.11)$$

$$R = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{\Phi}{c \cdot \Delta T} \right)^2 \cdot \frac{\lambda \cdot l}{D^5} \quad [\text{Pa}/\text{m}] \quad (4.12)$$

$$Z = \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi \quad [\text{Pa}] \quad (4.13)$$

Pierderile de sarcină liniară unitare, R , sunt date în tabele funcție de debitul de agent termic Φ , [W] sau [kW], vehiculat prin conducte cu diametrul D , [mm], cu viteza v , [m/s] (relația 4.14) sau în funcție de debitul masic, M , [kg/h] sau [l/h] sau [l/s] (relația 4.15):

$$R = f(\Phi, v, D) \quad [\text{Pa} / \text{m}] \quad (4.14)$$

$$R = f\left(M, v, D\right) \quad [\text{Pa} / \text{m}] \quad (4.15)$$

4.2. Metodologie de dimensionare a conductelor instalațiilor bitubulare cu circulație naturală

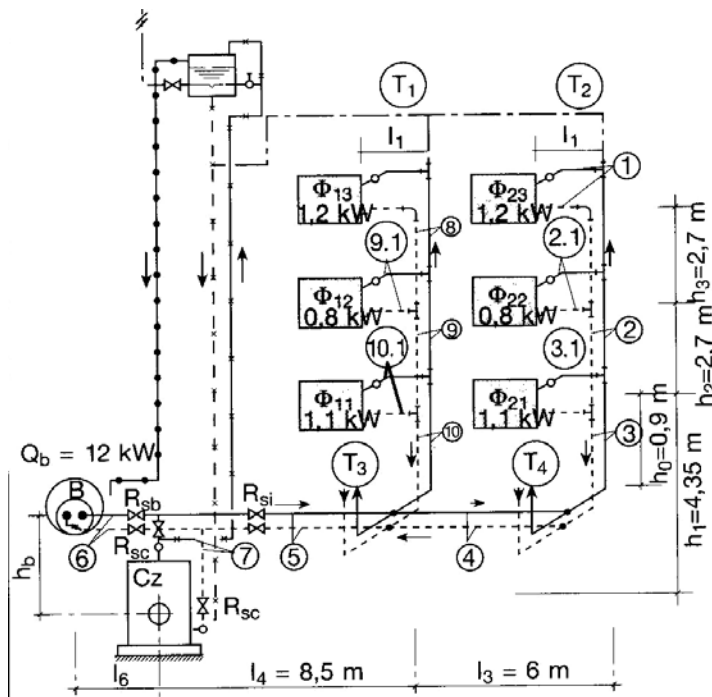


Figura 4.1. Schema de calcul a unei instalații bitubulare cu distribuție inferioară și circulație naturală

$$H_D^{2,1} = g \cdot h_1 \cdot (\rho_i - \rho_d) \quad [\text{N} / \text{m}^2] \text{ sau } [\text{Pa}] \quad (4.16)$$

unde: ρ_d – densitatea agentului termic pe conducta de ducere, determinată din tabelele apă-abur funcție de temperatura acestuia, [kg/m³];

ρ_i – densitatea agentului termic pe conducta de întoarcere, determinată din tabelele apă-abur funcție de temperatura acestuia, [kg/m³];

$g=9,81 \text{ m/s}^2$ – accelerația gravitațională locală.

Presiunea disponibilă trebuie să asigure acoperirea pierderilor de sarcină locale și liniare pe tronsoanele ce alcătuiesc circuitul consumatorului cel mai dezavantajat în raport cu sursa de agent termic, în acest caz fiind vorba de tronsoanele 3.1, 3, 4, 5 și 7.

P2. Se calculează pierderile de sarcină liniare medii (relația 4.17) pentru circuitul cel mai dezavantajat:

$$R_m^{2,1} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,1}}{\sum_{j=1}^n l_j} \quad [\text{Pa}] \quad (4.17)$$

unde: $a=0,33$ – cota parte a pierderilor locale de sarcină;

$\sum_{j=1}^n l_j$ - lungimea totală a circuitului cel mai dezavantajat din punct de vedere hidraulic, [m]

(pentru situația considerată determinată cu relația 4.18):

$$\sum_{j=1}^5 l_j = 2 \cdot (l_{3,1} + l_3 + l_4 + l_5 + l_7) [\text{m}] \quad (4.18)$$

P3. Se stabilesc, din tabele, diametrele preliminare ale tronsoanelor circuitului cel mai dezavantajat, în funcție de sarcina termică a agentului termic pe tronson și de pierderea de sarcină liniară unitară medie, $D_x = f(\Phi_x, R_m^{2,1}) [\text{mm}]$;

P4. Se validează rezultatele obținute prin îndeplinirea condiției ca suma pierderilor de sarcină locale și liniare să nu depășească presiunea disponibilă (relația 4.19):

$$\Sigma(R \cdot l + Z)_{\text{circ. 2.1}} \leq H_D^{2,1} \quad (4.19)$$

unde pierderile locale de sarcină se determină cu relația 4.20:

$$Z_{\text{circ. 2.1}} = Z'_{\text{circ. 2.1}} \cdot (\Sigma \xi)_{\text{circ. 2.1}} [\text{Pa}] \quad (4.20)$$

cu $Z'_{\text{circ. 2.1}}$ reprezentând pierderea de sarcină unitară pe circuit funcție de viteza de curgere a agentului termic prin conducte (tabelul 4.1).

Tabelul 4.1. Pierderile de sarcină unitare locale Z'

Viteza apei calde, v, [m/s]	Pierderea specifică de sarcină, Z' , [Pa]	Viteza apei calde, v, [m/s]	Pierderea specifică de sarcină, Z' , [Pa]	Viteza apei calde, v, [m/s]	Pierderea specifică de sarcină, Z' , [Pa]
0,010	0,05	0,100	5,00	0,450	100,00
0,015	0,10	0,120	7,00	0,500	125,00
0,020	0,20	0,140	10,00	0,600	180,00
0,025	0,30	0,160	12,00	0,700	245,00
0,030	0,50	0,180	16,00	0,800	320,00
0,035	0,60	0,200	20,00	0,900	405,00
0,040	0,80	0,220	24,00	1,000	500,00
0,045	1,00	0,240	29,00	1,100	605,00
0,050	1,30	0,260	34,00	1,200	720,00
0,060	1,80	0,280	39,00	1,300	845,00
0,070	2,50	0,300	45,00	1,400	980,00
0,080	3,20	0,350	61,00	1,500	1130,00
0,090	4,10	0,400	80,00	1,600	1280,00

P5. Se dimensionează circuitul consumatorului cu puterea termică Φ_{22} , [kW], calculându-se succesiv:

- presiunea disponibilă, cu relația 4.21:

$$H_D^{2,2} = g \cdot (h_1 + h_2) \cdot (\rho_i - \rho_d) - \Sigma(R \cdot l + Z)_{3+4+5+7} [\text{N/m}^2] \text{ sau } [\text{Pa}] \quad (4.21)$$

- pierderea de sarcină liniară unitară medie, cu relația 4.22:

$$R_m^{2,2} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,2}}{\sum_{j=1}^n l_j} [\text{Pa}] \quad (4.22)$$

unde: $\sum_{j=1}^n l_j$ - lungimea totală a circuitului, [m], relația 4.23:

$$\sum_{j=1}^2 l_j = 2 \cdot (l_{2,1} + l_2) [\text{m}] \quad (4.23)$$

- diametrele tronsoanelor de conducte în funcție de sarcina termică a agentului termic pe tronson și de pierderea de sarcină liniară unitară medie, $D_{22} = f(\Phi_{22}, R_m^{2,2}) [\text{mm}]$;

- validarea rezultatelor cu condiția de echilibru hidraulic 4.24:

$$\sum (R \cdot l + Z)_{\text{circ. 2.2}} \leq H_D^{2,2} \quad (4.24)$$

Dacă presiunea disponibilă este prea mare, depășind 10% din valoarea pierderilor de sarcină, se apelează la robinetul cu dublă reglare care se montează pe corpul de încălzire, introducându-se astfel o pierdere locală de sarcină, $Z_{RF}^{2,2}$ și astfel, pierderea totală de sarcină pe circuitul corpului de încălzire 2.2 va fi:

$$\sum (R \cdot l + Z)_{\text{circ. 2.2}} + Z_{RF}^{2,2} \cong H_D^{2,2} \quad (4.25)$$

Se stabilește treapta de reglare a robinetului cu dublă reglare, $T_{RF}^{2,2}$, (relația 4.26) funcție de debitul maxim de fluid care traversează robinetul, $\dot{V}_{2,2}$, [l/s], determinat cu relația 4.27, și pierdere locală de sarcină suplimentară, $Z_{RF}^{2,2}$, determinată cu relația 4.28.

$$T_{RF}^{2,2} = f(Z_{RF}^{2,2}, \dot{V}_{2,2}) \quad (4.26)$$

$$\dot{V}_{2,2} = \frac{\Phi_{2,2}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho} [\text{l/s}] \quad (4.27)$$

$$Z_{RF}^{2,2} = H_D^{2,2} - \sum (R \cdot l + Z)_{\text{circ. 2.2}} [\text{Pa}] \quad (4.28)$$

P6. Se dimensionează circuitul consumatorului cu puterea termică Φ_{23} , [kW], calculându-se succesiv:

- presiunea disponibilă, cu relația 4.29:

$$H_D^{2,3} = g \cdot (h_1 + h_2 + h_3) \cdot (\rho_i - \rho_d) - \sum (R \cdot l + Z)_{2+3+4+5+7} [\text{N/m}^2] \text{ sau } [\text{Pa}] \quad (4.29)$$

- pierderea de sarcină liniară unitară medie, cu relația 4.30:

$$R_m^{2,3} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,3}}{\sum_{j=1}^n l_j} [\text{Pa}] \quad (4.30)$$

unde: $\sum_{j=1}^n l_j$ - lungimea totală a circuitului, [m], relația 4.31:

$$\sum_{j=1}^2 l_j = 2 \cdot (l_1 + h_3) [\text{m}] \quad (4.31)$$

- diametrele tronsoanelor de conducte în funcție de sarcina termică a agentului termic pe tronson și de pierderea de sarcină liniară unitară medie, $D_{23} = f(\Phi_{23}, R_m^{2,3}) [\text{mm}]$;

- validarea rezultatelor cu condiția de echilibru hidraulic 4.32:

$$\sum (R \cdot l + Z)_{\text{circ. 2.3}} \leq H_D^{2,3} \quad (4.32)$$

Dacă presiunea disponibilă este prea mare, depășind 10% din valoarea pierderilor de sarcină, se apelează la robinetul cu dublă reglare care se montează pe corpul de încălzire, introducându-se astfel o pierdere locală de sarcină, $Z_{RF}^{2,3}$.

P7. Se dimensionează circuitele coloanelor T_4 , T_1 și T_3 parcurgând aceleași etape, urmărind ca în noduri să se obțină egalitatea pierderilor de sarcină exprimată prin expresiile 4.33...4.35:

$$\Sigma(R \cdot l + Z)_{T_2} \cong \Sigma(R \cdot l + Z)_{T_4} \quad (4.33)$$

$$\Sigma(R \cdot l + Z)_{T_1} \cong \Sigma(R \cdot l + Z)_{T_3} \quad (4.34)$$

$$\Sigma(R \cdot l + Z)_{T_2(T_4)} + \Sigma(R \cdot l + Z)_4 \cong \Sigma(R \cdot l + Z)_{T_3(T_1)} \quad (4.35)$$

P8. Se dimensionează circuitul sursei de producere a agentului termic, adică a apei calde, calculându-se succesiv:

- presiunea disponibilă, cu relația 4.36:

$$H_D^{sursa} = g \cdot h_b \cdot (\rho_i - \rho_d) \quad [N/m^2] \text{ sau } [Pa] \quad (4.36)$$

- pierderea de sarcină liniară unitară, cu relația 4.37:

$$R_m^{2,3} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{sursa}}{2 \cdot l_b} [Pa] \quad (4.37)$$

- validarea rezultatelor cu condiția de echilibru hidraulic 4.38:

$$\Sigma(R \cdot l + Z)_b \leq H_D^{sursa} \quad (4.38)$$

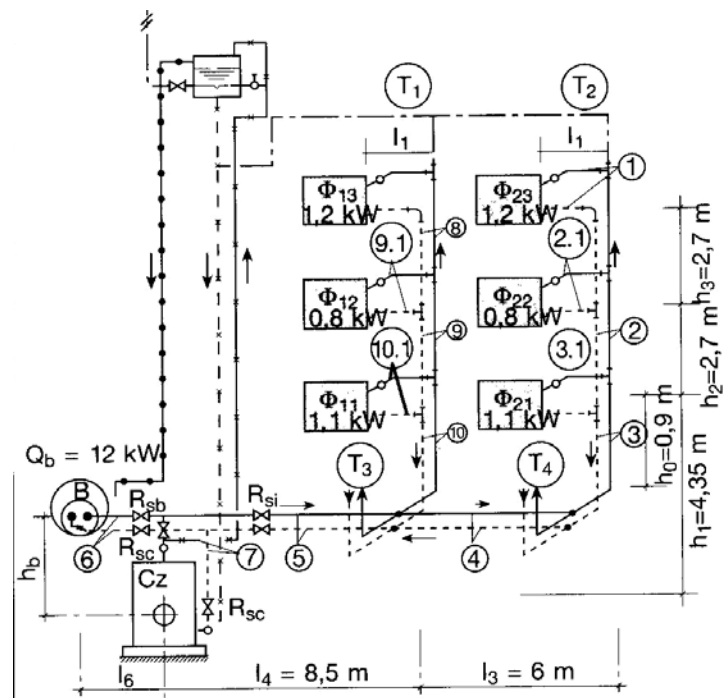


Figura 4.1. Schema de calcul a unei instalații bitubulare cu distribuție inferioară și circulație naturală

Tabelul 4.1. Pierderile de sarcină unitare locale Z'

Viteza apei calde, v, [m/s]	Pierdere specifică de sarcină, Z', [Pa]	Viteza apei calde, v, [m/s]	Pierdere specifică de sarcină, Z', [Pa]	Viteza apei calde, v, [m/s]	Pierdere specifică de sarcină, Z', [Pa]
0,010	0,05	0,100	5,00	0,450	100,00
0,015	0,10	0,120	7,00	0,500	125,00
0,020	0,20	0,140	10,00	0,600	180,00
0,025	0,30	0,160	12,00	0,700	245,00
0,030	0,50	0,180	16,00	0,800	320,00
0,035	0,60	0,200	20,00	0,900	405,00
0,040	0,80	0,220	24,00	1,000	500,00
0,045	1,00	0,240	29,00	1,100	605,00
0,050	1,30	0,260	34,00	1,200	720,00
0,060	1,80	0,280	39,00	1,300	845,00
0,070	2,50	0,300	45,00	1,400	980,00
0,080	3,20	0,350	61,00	1,500	1130,00
0,090	4,10	0,400	80,00	1,600	1280,00