

OBLICZENIA

do projektu przebudowy kotłowni
w budynku Szkoły Podstawowej i Przedszkola
w Wójcinie, gm. Łubnice

Spis treści:

1. Zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania
2. Zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacji
3. Zapotrzebowanie ciepła na cele cwu
4. Dobór kotła
5. Dobór zasobnika ciepła
6. Dobór naczynia przeponowego co
7. Dobór pompy obiegowej co nr 1
8. Dobór pompy obiegowej co nr 2
9. Dobór pompy obiegowej co nr 3
10. Dobór mieszaczy trójdrogowych co nr 1, 2 i 3
11. Dobór pompy obiegowej ct
12. Dobór podgrzewacza cw
13. Dobór pompy obiegowej cw
14. Dobór pompy cyrkulacyjnej cw
15. Dobór naczynia przeponowego cw
16. Dobór pompy ładującej zasobnik ciepła
17. Dobór zaworu mieszającego
18. Dobór zaworów bezpieczeństwa
19. Dobór zmiękczacza wody
20. Dobór komina
21. Dobór elementów wentylacyjnych
22. Roczne zapotrzebowanie ciepła
23. Prognozowane zapotrzebowanie paliwa
24. Określenie ilości dostaw paliwa

I. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE OGRZEWANIA

Zgodnie z projektem budowlanym remontu układu ogrzewania i wentylacji zapotrzebowanie ciepła dla budynku po termomodernizacji wynosi

$$Q_{co} = 42,8 + 24,2 + 10,1 = 77,1 \text{ kW}$$

II. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE WENTYLACJI

Zgodnie z projektem budowlanym remontu układu ogrzewania i wentylacji zapotrzebowanie ciepła dla budynku po termomodernizacji wynosi

$$Q_w = 23,0 \text{ kW}$$

II. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE CWU

1. Dane wyjściowe

- liczba uczniów $n_1 = 8 \times 20 = 160$
- liczba dzieci $n_2 = 30$
- jednostkowe godzinowe zapotrzebowanie cwu: $q_{h1} = 1,2 \text{ l/h}$, $q_{h2} = 4,5 \text{ l/h}$
- jednostkowe dobowe zapotrzebowanie cwu: $q_{d1} = 8 \text{ l/d}$, $q_{d2} = 30 \text{ l/d}$
- obliczeniowe temperatury wody użytkowej: $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$

2. Godzinowe zapotrzebowanie cwu

$$G_h = n \times q_h$$

$$G_{h1} = 160 \times 1,2 = 192 \text{ l/h}$$

$$G_{h2} = 30 \times 4,5 = 135 \text{ l/h}$$

$$G_h = 192 + 135 = 327 \text{ l/h}$$

3. Dobowe zapotrzebowanie cwu

$$G_d = n \times q_d$$

$$G_{d1} = 160 \times 8 = 1280 \text{ l/d}$$

$$G_{d2} = 30 \times 30 = 900 \text{ l/d}$$

$$G_d = 1280 + 900 = 2180 \text{ l/d}$$

4. Zapotrzebowanie ciepła

$$Q_h = G_h \times C \times \Delta t$$

$$Q_h = 327 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 17114 \text{ W}$$

$$Q_h = 17,1 \text{ kW}$$

$$Q_d = G_d \times C \times \Delta t$$

$$Q_d = 2180 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 114090 \text{ W}$$

$$Q_d = 114,0 \text{ kW}$$

IV. DOBÓR KOTŁA

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania: $Q_{co} = 77,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacji: $Q_w = 23,0 \text{ kW}$
- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cwu: $Q_{cw} = 17,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temperatury czynnika grzejjącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$

2. Obliczeniowa moc cieplna kotłowni

$$Q_k = Q_{co} + Q_w + Q_{cw}$$

$$Q_k = 77,1 + 23,0 + 17,1 = 117,2 \text{ kW}$$

3. Dobór kotła

- przyjęto kocioł wodny stalowy firmy HERZ typu FIREMATIC130 o mocy cieplnej 130 kW opalany peletem.

V. DOBÓR ZASOBNIKA CIEPŁA

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowa moc cieplna kotła: $Q_k = 130 \text{ kW}$
- wskaźnik pojemnościowy dla zbiornika akumulującego energię cieplną z kotła na biomasę: przyjęto $w = 15 \text{ l/kW}$

2. Obliczeniowa pojemność zbiornika

$$V_{zb} = Q_k \times w$$

$$V_{zb} = 130 \times 15 = 1950 \text{ l}$$

3. Dobór zasobnika

- przyjęto zasobnik ciepła pionowy izolowany firmy HERZ o wielkości:
 $V = 2000 \text{ l}$
 $D_n = 1300 \text{ mm}$ (z izolacją)
 $H = 2450 \text{ mm}$ (z izolacją)
 $d_n = 50 \text{ mm}$
 $p_d = 3 \text{ bar}$

VI. DOBÓR NACZYNNIA PRZEPONOWEGO CO

1. Dane wyjściowe

- oblicz. zapotrzebowanie ciepła: $Q = 77,1 + 23,0 = 100,1 \text{ kW}$
- rodzaj grzejników: stalowe płytowe, aluminiowe członowe
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- ciśnienie wstępne w naczyniu: $p_w = \frac{p_{st}}{10} + 0,3 = \frac{10}{10} + 0,3 = 1,3 \text{ bar}$
- dopuszczalne ciśnienie robocze: $p_d = 3 \text{ bar}$
- pojemność wodna kotła: $V_k = 254 \text{ l}$
- pojemność zasobnika ciepła: $V_z = 2000 \text{ l}$

2. Pojemność instalacji

- dla mocy cieplnej $Q = 100,1 \text{ kW}$ z nomogramu odczytano pojemność instalacji
 $V_{co} = 1250 \text{ l}$

3. Pojemność zładu

$$V_{zl} = V_{co} + V_k + V_z$$

$$V_{zl} = 1250 + 254 + 2000 = 3504 \text{ l}$$

4. Pojemność użytkowa naczynia

$$V_u = 1,1 \times V_{zl} \times \gamma \times \Delta V$$

$$V_u = 1,1 \times 3504 \times 1,0 \times 0,0224 = 86,3 \text{ l}$$

5. Pojemność całkowita naczynia

$$V_c = V_u \times \frac{p_d + 1}{p_d - p_w}$$

$$V_c = 86,3 \times \frac{3 + 1}{3 - 1,5} = 230,1 \text{ l}$$

6. Dobór naczynia wzbiorczego przeponowego

- przyjęto naczynie wzbiorcze przeponowe firmy REFLEX typu N 250/6 o wielkości:

$$V_c = 250 \text{ l}$$

$$D_n = 634 \text{ mm}$$

$$H = 888 \text{ mm}$$

$$d_n = 25 \text{ mm}$$

$$p_w = 1,5 \text{ bar}$$

$$p_d = 6,0 \text{ bar}$$

VII. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 1**1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla obiegu nr 1 (budynek Szkoły):
 $Q_{co1} = 42,8 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji co: przyjęto $h_{co1} = 2,0 \text{ msw}$
- opór instalacji kotłowni: przyjęto $h_k = 1,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_{pco1} = \frac{1,15 \times Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_{pco1} = \frac{1,15 \times 42,8 \times 860}{1000 \times 1 \times (70 - 55)} = 2,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{co1} + h_k$$

$$H_p = 2,0 + 1,0 = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową co nr 1 firmy GRUNDFOS typu ALPHA2/32-80 o parametrach:
 $V_p = 2,8 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,0 \text{ msw}$
 $N_s = 79,5 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze kołnierzowe: $d_n = 32 \text{ mm}$

VIII. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 2

1. Dane wyjściowe

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla obiegu nr 2 (budynek Przedszkola):
 $Q_{co2} = 24,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70,55^\circ\text{C}$
- opór instalacji co: przyjęto $h_{co2} = 2,0 \text{ msw}$
- opór instalacji wężła: przyjęto $h_k = 1,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_{pco2} = \frac{1,15 \times Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_{pco2} = \frac{1,15 \times 24,2 \times 860}{1000 \times 1 \times (70 - 55)} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{co2} + h_w$$

$$H_p = 2,0 + 1,0 = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową co nr 2 firmy GRUNDFOS typu ALPHA2/25-60 o parametrach:
 $V_p = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,0 \text{ msw}$
 $N_s = 39,5 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze rurowe: $d_n = 25 \text{ mm}$

IX. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 3

1. Dane wyjściowe

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla obiegu nr 3 (Sala gimnastyczna z zapleczem):
 $Q_{co3} = 10,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji co: przyjęto $h_{co3} = 2,0 \text{ msw}$
- opór instalacji wężła: przyjęto $h_k = 1,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_{pco3} = \frac{1,15 \times Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_{pco3} = \frac{1,15 \times 10,1 \times 860}{1000 \times 1 \times (70 - 55)} = 0,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{co3} + h_k$$

$$H_p = 2,0 + 1,0 = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową co nr 3 firmy GRUNDFOS typu ALPHA2/25-60 o parametrach:

$$V_p = 0,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

$$N_s = 25,4 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$$

$$\text{przyłącze rurowe: } d_n = 25 \text{ mm}$$

X. DOBÓR MIESZACZY TRÓJDROGOWYCH CO NR 1, 2 i 3

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowa moc cieplna obiegu nr 1: $Q_{co1} = 42,8 \text{ kW}$
- obliczeniowa moc cieplna obiegu nr 2: $Q_{co2} = 24,2 \text{ kW}$
- obliczeniowa moc cieplna obiegu nr 3: $Q_{co3} = 10,1 \text{ kW}$
- obliczeniowa różnica temperatury czynnika grzejącego: $\Delta t_{co} = 15^\circ\text{C}$

2. Obliczeniowe natężenie przepływu

$$G_{co1} = \frac{Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{42,8 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co2} = \frac{Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{24,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co3} = \frac{Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{10,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,58 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Dobór mieszaczy trójdrogowych

- przyjęto mieszacze trójdrogowe firmy DANFOSS typu:
 - nr 1 – HRB3 Ø40 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162
 - nr 2 – HRB3 Ø32 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162
 - nr 3 – HRB3 Ø25 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162

XI. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CT

1. Dane wyjściowe

- zapotrzebowanie ciepła dla wentylacji: $Q_w = 23,0 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji ct: przyjęto $h_{ct} = 2,0 \text{ msw}$
- opór instalacji wężła: przyjęto $h_w = 1,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times 23,0 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p = 2,0 + 1,0 = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową ct firmy GRUNDFOS typu ALPHA2/25-60 o parametrach:
 $V_p = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3 \text{ msw}$

XII. DOBÓR PODGRZEWACZA CW

1. Dane wyjściowe

- oblicz. zapotrzebowanie cw: $G_{cw} = 327 \text{ l/h}$
- oblicz. zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{cw} = 17,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej: $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$

2. Dobór podgrzewacza cw

- przyjęto podgrzewacz cwu pionowy firmy REFLEX typu SB 500 o parametrach:
 $V_n = 500 \text{ l}$
 $Q_{pcw} = 48,0 \text{ kW}$
 $G_{pcw} = 1170 \text{ l/h}$
 $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
 $D = 700 \text{ mm}$ (z izolacją)
 $H = 1334 \text{ mm}$ (z izolacją)

XIII. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CW

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła: $Q_{pcw} = 17,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór podgrzewacza: przyjęto $h_{op} = 3,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{cw} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_p = \frac{1,15 \times 17,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową cw firmy GRUNDFOS typu ALPHA2/25-60 o parametrach:
 $V_p = 1,1 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,0 \text{ msw}$
 $N_s = 92,5 \text{ W}$ / III bieg / $1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze rurowe: $d_n = 32 \text{ mm}$

XIV. DOBÓR POMPY CYRKULACYJNEJ CW

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowa ilość cwu: $G_{cw} = 327 \text{ l/h}$
- opór obiegu cyrkulacyjnego: przyjęto $h_c = 3,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times G_{cw}$$

$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times 327 = 112,8 \text{ l/h}$$

$$V_p = 0,11 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_c$$

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę cyrkulacyjną cw firmy GRUNDFOS typu ALPHA2/25-60N o parametrach:

$$V_p = 0,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

$$N_s = 42,2 \text{ W / I bieg / 1} \times 230 \text{ V}$$

przyłącze rurowe: $d_n = 25 \text{ mm}$

XV. DOBÓR NACZYNIA PRZEPONOWEGO CW

1. Dane wyjściowe

- pojemność podgrzewacza cw: $V_n = 500 \text{ l}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej: $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$
- jedn. przyrost objętości: $\Delta V = 0,0142$
- maksymalne ciśnienie robocze: $p_d = 6 \text{ bar}$
- ciśnienie wstępne w naczyniu: $p_w = 3 \text{ bar}$

2. Pojemność użytkowa naczynia

$$V_u = 1,1 \times V \times \gamma \times \Delta V$$

$$V_u = 1,1 \times 500 \times 1,0 \times 0,0142 = 7,8 \text{ l}$$

3. Pojemność całkowita naczynia

$$V_c = V_u \times \frac{p_d + 1}{p_d - p_w}$$

$$V_c = 7,8 \times \frac{6 + 1}{6 - 3} = 18,2 \text{ l}$$

4. Dobór naczynia wzbiórczego przeponowego

- przyjęto naczynie wzbiórcze przeponowe firmy REFLEX typu REFIX DE 25 o parametrach:
- $$V_c = 25 \text{ l}$$

$D = 280 \text{ mm}$
 $H = 439 \text{ mm}$
 $d_n = 20 \text{ mm}$
 $p_d = 1,0 \text{ MPa}$
 $t_d = 70^\circ\text{C}$

XVI. DOBÓR POMPY ŁADUJĄCEJ ZASOBNIK CIEPŁA

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowa wydajność pompy co nr 1: $V_{pco1} = 2,8 \text{ m}^3/\text{h}$
- obliczeniowa wydajność pompy co nr 2: $V_{pco2} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$
- obliczeniowa wydajność pompy co nr 3: $V_{pco3} = 0,7 \text{ m}^3/\text{h}$
- obliczeniowa wydajność pompy ct: $V_{pct} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
- obliczeniowa wydajność pompy cw: $V_{pcw} = 1,1 \text{ m}^3/\text{h}$
- opór obiegu ładowania zasobnika: przyjęto $h_{ot} = 3,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_{pl} = 1,1 \times (V_{pco1} + V_{pco2} + V_{pco3} + V_{pct} + V_{pcw})$$

$$V_{pl} = 1,1 \times (2,8 + 1,6 + 0,7 + 1,5 + 1,1) = 8,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{ot}$$

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę ładującą zasobnik firmy GRUNDFOS typu MAGNA 3/40-60F o parametrach:
 $V_p = 8,5 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,0 \text{ msw}$
 $N_s = 100 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$
 przyłącze rurowe: $d_n = 40 \text{ mm}$

Uwaga: Pompa dostarczana w zestawie z kotłem.

XVII. DOBÓR ZAWORU MIESZAJĄCEGO

1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotła: $Q_k = 130,0 \text{ kW}$
- obliczeniowa różnica temperatury czynnika grzejącego: $\Delta t_{co} = 15^\circ\text{C}$

2. Obliczeniowe natężenie przepływu

$$G = \frac{Q_k \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{130,0 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 7,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Dobór zaworu

- przyjęto zawór mieszający trójdrogowy firmy HERZ z siłownikiem elektrycznym (dostarczony w zestawie z kotłem)

XVIII. DOBÓR ZAWORÓW BEZPIECZEŃSTWA

1. Zawór bezpieczeństwa na kotle

1.1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotła: $Q_k = 130 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- skorygowany współczynnik wypływu dla zaworu typu SYR: $\alpha_c = 0,20$
- dopuszczalne ciśnienie robocze czynnika grzejnego: $p_1 = 0,3 \text{ MPa}$
- ciśnienie wypływu (otoczenia): $p_2 = 0 \text{ MPa}$

1.2. Obliczeniowa przepustowość

$$G = \frac{Q_k}{C \times \Delta t}$$

$$G = \frac{130 \times 860}{1 \times 15} = 7453 \text{ kg/h}$$

1.3. Teoretyczna jednostkowa przepustowość zaworu

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times \gamma}$$

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(0,3 - 0) \times 1000} = 24499 \text{ kg/m}^2 \times s$$

1.4. Obliczeniowy przekrój gniazda zaworu

$$F_g = \frac{G}{q_m \times \alpha_c}$$

$$F_g = \frac{7453}{24499 \times 0,20 \times 3600} = 0,000423 \text{ m}^2$$

1.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times F_g}{\pi}}$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,000423}{3,14}} = 0,023 \text{ m}$$

$$d_g = 23,0 \text{ mm}$$

1.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 1915 o wielkości:
 $d_1 \times d_2 = 32 \times 40 \text{ mm}$
 $d_g = 27 \text{ mm}$
 $p_o = 0,3 \text{ MPa}$
 $\alpha_c = 0,20$

2. Zawór bezpieczeństwa na podgrzewaczu cw

2.1. Dane wyjściowe

- zapotrzebowanie cw: $G_{cw} = 327 \text{ l/h}$
- pojemność podgrzewacza cw: $V_n = 500 \text{ l}$
- dopuszczalna temp. wody użytkowej: $t_d = 60^\circ\text{C}$
- skorygowany współczynnik wypływu dla zaworu typu SYR: $\alpha_c = 0,20$
- dopuszczalne ciśnienie robocze cw: $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$
- ciśnienie wypływu (otoczenia): $p_2 = 0 \text{ MPa}$

2.2. Obliczeniowa przepustowość

$$G = 1,1 \times G_{cw}$$

$$G = 1,1 \times 327 = 359,7 \text{ kg/h}$$

2.3. Teoretyczna jednostkowa przepustowość zaworu

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times \gamma}$$

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(0,6 - 0) \times 1000} = 34648 \text{ kg/m}^2 \times s$$

2.4. Obliczeniowy przekrój gniazda zaworu

$$F_g = \frac{G}{q_m \times \alpha_c}$$

$$F_g = \frac{359,7}{34648 \times 0,20 \times 3600} = 0,0000144 \text{ m}^2$$

2.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times F_g}{\pi}}$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,0000144}{3,14}} = 0,0043 \text{ m}$$

$$d_g = 4,3 \text{ mm}$$

2.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 2115 o wielkości:
 $d_1 \times d_2 = 20 \times 25 \text{ mm}$
 $d_g = 14 \text{ mm}$
 $p_o = 0,6 \text{ MPa}$
 $\alpha_c = 0,20$

XIX. DOBÓR ZMIĘKACZACZA WODY

1. Dane wyjściowe

- pojemność zładu: $V_{zl} = 3504 \text{ l}$

- czas napełniania instalacji: przyjęto $t = 3,0$ godz.

2. Obliczeniowa przepustowość zmiękczacza

$$Q = \frac{V_{zl}}{t}$$

$$Q = \frac{3,5}{3,0} = 1,17 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Dobór zmiękczacza

- przyjęto zmiękczaczy wody kompaktowy jonowymienny firmy EPURO typu ES-37 o wydajności $Q_{\max} = 0,9 \text{ m}^3/\text{h}$

XX. DOBÓR KOMINA

1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotła: $Q_k = 130 \text{ kW}$
- wysokość komina: przyjęto $H_k = 12,0 \text{ m}$

2. Określenie średnicy komina

- dla mocy cieplnej 130 kW oraz wysokości komina $12,0 \text{ m}$ odczytano z nomogramu Schiedela średnicę wewnętrzną $d_k = 250 \text{ mm}$

3. Dobór komina

- przyjęto wkładkę kominową ze stali żaroodpornej typu MKSZ o średnicy wewnętrznej $d_k = 250 \text{ mm}$ i wysokości $H_k = 12,0 \text{ m}$ z czopuchem dwuściennym ze stali żaroodpornej typu MKDZ o średnicy wewnętrznej $d_{cz} = 200 \text{ mm}$ i długości $l_{cz} = 3,5 \text{ m}$.

XXI. DOBÓR ELEMENTÓW WENTYLACYJNYCH

1. Pomieszczenie kotła

1.1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotła: $Q_k = 130 \text{ kW}$
- wskaźnik dla wentylacji nawiewnej: $W_n = 5 \text{ cm}^2/\text{kW}$
- wskaźnik dla wentylacji wywiewnej: $W_w = 2,5 \text{ cm}^2/\text{kW}$

1.2. Obliczeniowy przekrój kanału nawiewnego

$$F_n = Q_k \times W_n$$

$$F_n = 130 \times 5 = 650 \text{ cm}^3$$

1.3. Obliczeniowy przekrój kanału wywiewnego

$$F_w = Q_k \times W_w$$

$$F_w = 130 \times 2,5 = 325 \text{ cm}^3$$

1.4. Dobór elementów wentylacyjnych

- do nawiewu przyjęto czerpnię ścienną typu A o wym. 350×200 mm osadzoną w ścianie zewnętrznej i sprowadzoną kanałem stalowym ocynkowanym na 50 cm nad posadzkę kotłowni
 - do wywiewu przyjęto kratkę wentylacyjną o wym. 270×200 mm osadzoną pod sufitem na kanale grawitacyjnym murowanym o przekroju 380×200 mm.
- Szczegóły podano na rysunkach.

2. Pomieszczenie składu paliwa

2.1. Dane wyjściowe

- kubatura pomieszczenia: $V = 48,0 \text{ m}^3$
- normatywna krotność wymian: $n = 2$
- prędkość przepływu powietrza w kanale wentylacyjnym: przyjęto $w = 1,0 \text{ m/s}$

2.2. Ilość powietrza wentylacyjnego

$$L_w = V \times n$$

$$L_w = 48,0 \times 2 = 96,0 \text{ m}^3$$

2.3. Obliczeniowy przekrój kanału wentylacyjnego

$$F = \frac{L_w}{w \times 3600}$$

$$F = \frac{96,0}{1,0 \times 3600} = 0,030 \text{ m}^2$$

$$F = 300 \text{ cm}^2$$

2.4. Dobór elementów wentylacyjnych

- do nawiewu przyjęto czerpnię ścienną typu A o wym. 200×200 mm osadzoną w ścianie zewnętrznej nad posadzką,
- do wywiewu przyjęto kratkę wentylacyjną o wym. 200×200 mm osadzoną w przeciwległej ścianie zewnętrznej.

XXII. ROCZNE ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA

1. Roczne zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania

1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co: $Q_{co} = 77,1 \text{ kW}$
- normatywna ilość dni grzewczych: $n = 223$
- średnia temp. zewnętrzna okresu grzewczego: $t_{zsr} = +3,4^\circ\text{C}$
- oblicz. temp. zewnętrzna okresu zimowego: $t_{zo} = -18^\circ\text{C}$
- średnia temp. pomieszczeń: $t_{wsr} = +20^\circ\text{C}$
- czas ogrzewania budynku w ciągu doby: $z = 24 \text{ godz}$
- współczynnik zmniejszający: $\gamma = 0,81$

1.2. Roczne zapotrzebowanie ciepła

$$Q_{\text{rco}} = \frac{(t_{\text{wśr}} - t_{\text{zśr}}) \times n \times z \times y}{(t_{\text{wśr}} - t_{\text{zo}})} \times Q_{\text{co}}$$

$$Q_{\text{rco}} = \frac{(20 - 3,4) \times 223 \times 24 \times 0,81}{(20 + 18)} \times Q_{\text{co}}$$

$$Q_{\text{rco}} = 1894 \times Q_{\text{co}}$$

$$Q_{\text{rco}} = 1894 \times 77,1 = 146027 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{rco}} = 146,0 \text{ MW}$$

2. Roczne zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacji

2.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacji: $Q_{\text{w}} = 23,0 \text{ kW}$
- czas pracy urządzeń wentylacyjnych w ciągu doby: $t = 8 \text{ godz.}$

2.2. Roczne zapotrzebowanie ciepła

$$Q_{\text{rw}} = \frac{(20 - 3,4) \times 223 \times 8 \times 0,81}{(20 + 18)} \times Q_{\text{w}}$$

$$Q_{\text{rw}} = 631 \times Q_{\text{w}}$$

$$Q_{\text{rw}} = 631 \times 23,0 = 14513 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{rw}} = 14,5 \text{ MW}$$

3. Zapotrzebowanie ciepła na cele cwu

3.1. Dane wyjściowe

- dobowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{\text{cw}} = 114 \text{ kW}$
- okres dostawy ciepła: $t = 260 \text{ dni}$

3.2. Roczne zapotrzebowanie ciepła

$$Q_{\text{rcw}} = Q_{\text{cw}} \times t$$

$$Q_{\text{rcw}} = 114 \times 260 = 29640 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{rcw}} = 29,6 \text{ MW}$$

XXIII. PROGNOZOWANE ZAPOTRZEBOWANIE PALIWA

1. Zapotrzebowanie paliwa na cele ogrzewania

1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania: $Q_{\text{co}} = 77,1 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania: $Q_{\text{rco}} = 146 \text{ MW}$
- wartość opałowa drewna: $W_d = 16\,000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego: $\eta = 0,85$
- gęstość pelletu: $\rho = 550 \text{ kg/m}^3$

1.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{hco}} = \frac{Q_{\text{co}}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{\text{hco}} = \frac{77,1 \times 860 \times 4,19}{16000 \times 0,85} = 20,4 \text{ kg/h}$$

1.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{rco}} = \frac{Q_{\text{rco}}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{\text{rco}} = \frac{146 \times 860 \times 4,19}{16 \times 0,85} = 38684 \text{ kg/sezon}$$

$$B_{\text{rco}} = 38,7 \text{ t/sezon}$$

$$B_{\text{rco}} = \frac{38684}{550} = 70,3 \text{ m}^3/\text{sezon}$$

2. Zapotrzebowanie paliwa na cele wentylacji

2.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacji: $Q_w = 23,0 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele wentylacji: $Q_{rw} = 14,5 \text{ MW}$

2.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{hw}} = \frac{23,0 \times 860 \times 4,19}{16000 \times 0,85} = 6,1 \text{ kg/h}$$

2.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{rw}} = \frac{14,5 \times 860 \times 4,19}{16 \times 0,85} = 3842 \text{ kg/sezon}$$

$$B_{\text{rw}} = \frac{3842}{550} = 7,0 \text{ m}^3/\text{sezon}$$

3. Zapotrzebowanie paliwa na cele cw

3.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{cw} = 17,1 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{rcw} = 29,6 \text{ MW}$

3.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{hcw}} = \frac{Q_{\text{cw}}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{\text{hcw}} = \frac{17,1 \times 860 \times 4,19}{16000 \times 0,85} = 4,5 \text{ kg/h}$$

3.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

$$B_{rcw} = \frac{Q_{rcw}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{rcw} = \frac{29,6 \times 860 \times 4,19}{16 \times 0,85} = 7843 \text{ kg/rok}$$

$$B_{rcw} = 7,8 \text{ t/rok}$$

$$B_{rcw} = \frac{7843}{550} = 14,3 \text{ m}^3/\text{rok}$$

XXIV. OKREŚLENIE ILOŚCI DOSTAW PALIWA

1. Dane wyjściowe

- powierzchnia magazynu opału: $F_{mo} = 16,0 \text{ m}^2$
- wysokość czynna magazynu opału: $H_{mo} = 1,5 \text{ m}$
- roczne zapotrzebowanie paliwa: $B_r = B_{rco} + B_{rw} + B_{rcw} = 70,3 + 7,0 + 14,3 = 91,6 \text{ m}^3/\text{rok}$
- sezonowe zapotrzebowanie paliwa (7 miesięcy): $B_s = 70,3 + 7,0 + 0,5 \times 14,3 = 84,5 \text{ m}^3$

2. Kubatura czynna magazynu opału

$$V_m = F_{mo} \times H_{mo}$$

$$V_m = 16,0 \times 1,5 = 24,0 \text{ m}^3$$

3. Ilość dostaw paliwa w ciągu sezonu grzewczego

$$i = \frac{B_s}{V_m}$$

$$i = \frac{84,5}{24,0} = 3,5 \text{ dostawy/sezon}$$

Średnio co dwa miesiące w sezonie grzewczym (7 miesięcy) dostarczane będzie paliwo w ilości 24 m^3 co odpowiada $24 \times 0,55 = 13,2$ tony pelletu.