

# **OBLICZENIA**

**do projektu przebudowy kotłowni  
w budynku Szkoły Podstawowej w Masłowicach  
Masłowice 1, gm. Wieluń**

## **Spis treści:**

- 1. Zapotrzebowania ciepła na cele ogrzewania**
- 2. Zapotrzebowanie ciepła na cele cwu**
- 3. Dobór kotłów**
- 4. Dobór zbiornika akumulacyjnego ciepła**
- 5. Dobór pompy kotłowej ładującej zasobnik**
- 6. Dobór zaworu mieszającego**
- 7. Dobór pompy rozładowującej zasobnik**
- 8. Dobór wymiennika ciepła**
- 9. Dobór naczynia wzbiorczego otwartego**
- 10. Dobór naczynia przeponowego**
- 11. Dobór pompy obiegowej co nr 1**
- 12. Dobór pompy obiegowej co nr 2**
- 13. Dobór pompy obiegowej co nr 3**
- 14. Dobór mieszaczy trójdrogowych nr 1, 2 i 3**
- 15. Dobór podgrzewacza cw**
- 16. Dobór pompy obiegowej cw**
- 17. Dobór pompy cyrkulacyjnej cw**
- 18. Dobór naczynia przeponowego cw**
- 19. Dobór zaworów bezpieczeństwa**
- 20. Dobór komina i czopucha**
- 21. Dobór elementów wentylacyjnych**
- 22. Dobór ciepłomierza dla części mieszkalnej**
- 23. Roczne zapotrzebowanie ciepła**
- 24. Zapotrzebowanie paliwa**

## I. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE OGRZEWANIA

Zgodnie z projektem przebudowy wewnętrznej instalacji co zapotrzebowanie ciepła dla budynku Szkoły Podstawowej po termomodernizacji wynosi  $Q_{co} = 79,9 \text{ kW}$

## II. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE CWU

### 1. Dane wyjściowe

- liczba uczniów:  $n = 100 \text{ os.}$
- jednostkowe godzinowe zapotrzebowanie ciepłej wody dla ucznia:  $q_h = 1,2 \text{ l/h} \times \text{os.}$
- jednostkowe dobowe zapotrzebowanie ciepłej wody dla ucznia:  $q_d = 8,0 \text{ l/d} \times \text{os.}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej:  $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$

### 2. Godzinowe zapotrzebowanie cwu

$$G_h = n \times q_h$$

$$G_h = 100 \times 1,2 = 120 \text{ l/h}$$

### 3. Dobowe zapotrzebowanie cwu

$$G_d = n \times g_d$$

$$G_d = 100 \times 8,0 = 800 \text{ l/d}$$

### 4. Zapotrzebowanie ciepła

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

$$Q_h = 120 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 6\,280 \text{ W}$$

$$Q_h = 6,3 \text{ kW}$$

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

$$Q_d = 800 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 41\,868 \text{ W}$$

$$Q_d = 41,9 \text{ kW}$$

## III. DOBÓR KOTŁÓW

### 1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania:  $Q_{co} = 79,9 \text{ kW}$
- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cwu:  $Q_{cwu} = 6,3 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego:  $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$

### 2. Obliczeniowa moc cieplna kotłowni

$$Q_k = Q_{co} + Q_{cwu}$$

$$Q_k = 79,9 + 6,3 = 86,2 \text{ kW}$$

### 3. Dobór kotłów

- przyjęto dwa kotły wodne stalowe opalane biomasą firmy FALENCZYK typu KKF 50 o mocy cieplnej  $Q_k = 50,0 \text{ kW}$  każdy z zasobnikami paliwa typu APP/2.

## IV. DOBÓR ZBIORNIKA AKUMULACYJNEGO CIEPŁA

### 1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- wskaźnik pojemnościowy dla zbiornika akumulującego energię ciepłą z zautomatyzowanego kotła na biomasę: przyjęto  $w = 10 \text{ l/kW}$

### 2. Obliczeniowa pojemność zbiornika

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

$$V_{zb} = 100 \times 10 = 1000 \text{ l}$$

### 3. Dobór zbiornika

- przyjęto zbiornik akumulacyjny pionowy izolowany firmy EURO-TERM typu ZB 1000 o wielkości:  
 $V = 1000 \text{ l}$   
 $D_n = 900 \text{ mm}$   
 $H = 2025 \text{ mm}$   
 $d_n = 40 \text{ mm}$   
 $p_d = 3 \text{ bar}$

## V. DOBÓR POMPY KOTŁOWEJ ŁADUJĄCEJ ZASOBNIK

### 1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 86,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- opór obiegu kotłowego: przyjęto  $h_{ok} = 3,0 \text{ msw}$

### 2. Obliczeniowa wydajność pompy

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 86,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 20} = 4,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{ok}$$

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

### 4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową kotła firmy GRUNDFOS typu UPS 40-60 F/4 o parametrach:  
 $V_p = 4,67 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 3,55 \text{ msw}$   
 $N_s = 194 \text{ W} / \text{II bieg} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$   
 przyłącze kołnierzone:  $d_n = 40 \text{ mm}$

## VI. DOBÓR ZAWORU MIESZAJĄCEGO

### 1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- obliczeniowa różnica temperatury czynnika grzejnego:  $\Delta t_{co} = 20^\circ\text{C}$

## **2. Obliczeniowe natężenie przepływu**

$$G = \frac{Q_k \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{100 \times 860}{1000 \times 1 \times 20} = 4,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

## **3. Dobór zaworu**

- przyjęto zawór mieszający trójdrogowy firmy DANFOSS typu HRB3 Ø40 mm z silownikiem elektrycznym typu AMB162

# **VII. DOBÓR POMPY ROZŁADOWUJĄCEJ ZASOBNIK**

## **1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 86,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego:  $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- opór obiegu kotłowego: przyjęto  $h_{ok} = 3,0 \text{ msw}$

## **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 86,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 20} = 4,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

## **3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

$$H_p \geq h_{ok}$$

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

## **4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową wymiennika firmy GRUNDFOS typu UPS 40-60 F/4 o parametrach:  
 $V_p = 4,67 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 3,55 \text{ msw}$   
 $N_s = 194 \text{ W} / \text{II bieg} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$   
 przyłącze kołnierzone:  $d_n = 40 \text{ mm}$

# **VIII. DOBÓR WYMIENNIKA CIEPŁA**

## **1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 86,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temperatury wody kotłowej:  $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- obliczeniowe temperatury wody instalacyjnej:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$

## **2. Ilość wody kotłowej**

$$G_s = \frac{Q \times 860}{C \times \Delta t_s}$$

$$G_s = \frac{86,2 \times 860}{1 \times (80 - 60)} = 3706,6 \text{ l/h}$$

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

### **3. Ilość wody instalacyjnej**

$$G_i = \frac{Q \times 860}{C \times \Delta t_i}$$

$$G_i = \frac{86,2 \times 860}{1 \times (70 - 55)} = 4\,924,1 \text{ l/h}$$

$$G_i = 4,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **4. Dobór wymiennika**

- w oparciu o program doboru komputerowego przyjęto wymiennik płytowy lutowany firmy DANFOSS typu XB 51H-1 36 o wielkości:

$$Q = 120 \text{ kW}$$

$$G_s = 5,05 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_i = 7,01 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_s = 7,8 \text{ kPa}$$

$$H_i = 13,0 \text{ kPa}$$

$$F = 2,79 \text{ m}^2$$

W załączeniu karta doboru wymiennika.

## **IX. DOBÓR NACZYNIA WZBIORCZEGO OTWARTEGO**

### **1. Dane wyjściowe**

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- pojemność wodna kotłów:  $V_k = 2 \times 370 = 740 \text{ l}$
- pojemność zbiornika akumulacyjnego ciepła:  $V_{zb} = 1000 \text{ l}$
- pojemność rurociągów i wymiennika: przyjęto  $V_{r+w} = 40 \text{ l}$

### **2. Pojemność zładu**

$$V_{zl} = V_k + V_{zb} + V_{r+w}$$

$$V_{zl} = 740 + 1000 + 40 = 1\,780 \text{ l}$$

### **3. Pojemność użytkowa naczynia**

$$V_u = 0,04 \times V_{zl}$$

$$V_u = 0,04 \times 1780 = 59,2 \text{ l}$$

### **4. Dobór naczynia**

- przyjęto naczynie wzbiorcze otwarte o pojemności całkowitej  $V_c = 96 \text{ l}$  i wymiarach  $40 \times 40 \times 60 \text{ cm}$ .  
Usytuowanie naczynia w pomieszczeniu wc pod stropem parteru na konstrukcji wsporczej.  
Naczynie z blachy stalowej czarnej grub. 4 mm zabezpieczone farbą antykorozyjną.

## **X. DOBÓR NACZYNIA PRZEPONOWEGO**

### **1. Dane wyjściowe**

- oblicz. zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 79,9 \text{ kW}$
- rodzaj grzejników: stalowe płytowe

- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- ciśnienie wstępne w naczyniu:  $p_w = \frac{p_{st}}{10} + 0,5 = \frac{8}{10} + 0,5 = 1,3 \text{ bar}$
- dopuszczalne ciśnienie robocze:  $p_d = 3 \text{ bar}$
- ubytki eksploatacyjne:  $E = 1\%$

## **2. Pojemność instalacji**

- pojemność instalacji co: dla  $Q = 79,9 \text{ kW}$  i grzejników płytowych z nomogramu odczytano pojemność  $V_{co} = 700 \text{ l}$

$$V = V_{co}$$

$$V = 700 \text{ l}$$

## **3. Pojemność użytkowa naczynia**

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

$$V_u = 1,1 \times 700 \times 0,9996 \times 0,0195 = 15,0 \text{ l}$$

## **4. Pojemność całkowita naczynia**

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

$$V_c = 15,0 \times \frac{3 + 1}{3 - 1,3} = 35,3 \text{ l}$$

## **5. Pojemność użytkowa naczynia z rezerwą eksploatacyjną**

$$V_{ur} = V_u + V \times E \times 10$$

$$V_{ur} = 15,0 + 0,7 \times 1 \times 10 = 22,0 \text{ l}$$

## **6. Ciśnienie wstępne naczynia zbiorczego przeponowego**

$$p_r = \left( \frac{p_d + 1}{1 + \frac{V_u}{V_{ur} \left( \frac{p_d + 1}{p_d - p_w} - 1 \right)}} \right) - 1$$

$$p_r = \left( \frac{3 + 1}{1 + \frac{15,0}{22,0 \times \left( \frac{3 + 1}{3 - 1,3} - 1 \right)}} \right) - 1 = 1,7 \text{ bar}$$

## **7. Pojemność całkowita naczynia zbiorczego przeponowego z uwzględnieniem ubytków eksploatacyjnych**

$$V_{cr} = V_{ur} \times \frac{p_d + 1}{p_d - p_r}$$

$$V_{cr} = 22,0 \times \frac{3 + 1}{3 - 1,7} = 67,7 \text{ l}$$

## **8. Dobór naczynia wzbiorczego przeponowego**

- przyjęto naczynie wzbiorcze przeponowe firmy REFLEX typu NG 80/6 o wielkości:  
 $V_c = 80 \text{ l}$   
 $D = 480 \text{ mm}$   
 $H = 538 \text{ mm}$   
 $d_n = 25 \text{ mm}$   
 $p_w = 1,5 \text{ bar}$   
 $p_d = 6 \text{ bar}$

**Uwaga:** Ciśnienie wstępne poduszki gazowej w naczyniu 1,5 bar należy zwiększyć do 1,7 bar.

## **XI. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 1**

### **1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla pierwszego obiegu (część dydaktyczna – parter):  
 $Q_{co1} = 44,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji:  $h_{co1} = 1,3 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$

### **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 44,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

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

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

### **4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową co nr 1 firmy GRUNDFOS typu MAGNA 40-80 F o parametrach:  
 $V_p = 2,9 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 3,3 \text{ msw}$   
 $N_s = 57,5 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$   
 przyłącze kołnierzowe:  $d_n = 40 \text{ mm}$

## **XII. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 2**

### **1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla drugiego obiegu (część dydaktyczna – piętro):  
 $Q_{co2} = 29,6 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji:  $h_{co2} = 1,5 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$

**2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 29,6 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

**3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

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

$$H_p = 1,5 + 2,0 = 3,5 \text{ msw}$$

**4. Dobór pompy**

- przyjęto do dalszej eksploatacji, jako pompę obiegową co nr 2, istniejącą pompę firmy GRUNDFOS typu UPE 32-80 180 o parametrach:

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

$$H_p = 3,5 \text{ msw}$$

$$N_s = 127 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$$

przyłącze rurowe:  $d_n = 32 \text{ mm}$

**XIII.DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 3****1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla trzeciego obiegu (część mieszkalna – piętro):  
 $Q_{co3} = 6,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji:  $h_{co3} = 1,3 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$

**2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 6,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

**3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

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

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

**4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową co nr 3 firmy GRUNDFOS typu UPE 25-60 180 o parametrach:

$$V_p = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

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

$$N_s = 67,7 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$$

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



## **XIV. DOBÓR MIESZACZY TRÓJDROGOWYCH NR 1, 2 i 3**

### **1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowa moc cieplna instalacji co:
 
$$Q_{co1} = 44,1 \text{ kW}$$

$$Q_{co2} = 29,6 \text{ kW}$$

$$Q_{co3} = 6,2 \text{ kW}$$
- obliczeniowa różnica temperatury czynnika grzejnego:  $\Delta t = 15^\circ\text{C}$

### **2. Obliczeniowe natężenie przepływu**

$$G_{co1} = \frac{Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{44,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co2} = \frac{Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{29,6 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co3} = \frac{Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{6,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **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 Ø20 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162

## **XV. DOBÓR PODGRZEWACZA CW**

### **1. Dane wyjściowe**

- oblicz. zapotrzebowanie cw:  $G_{cw} = 120 \text{ l/h}$
- oblicz. zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{cw} = 6,3 \text{ kW}$
- 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 GALMET typu SGW(S) 200 z grzałką elektryczną o parametrach:
 
$$V_n = 200 \text{ l}$$

$$Q_{pcw} = 33,6 \text{ kW}$$

$$G_{pcw} = 800 \text{ l/h}$$

$$t_z/t_p = 70/50^\circ\text{C}$$

$$D = 670 \text{ mm (z izolacją)}$$

$$H = 1100 \text{ mm (z izolacją)}$$

$$Q_{grz} = 6,0 \text{ kW}$$

## **XVI. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CW**

### **1. Dane wyjściowe**

- wydajność cieplna podgrzewacza:  $Q_{pcw} = 33,6 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$
- opór podgrzewacza cw: przyjęto  $h_{pcw} = 2,0 \text{ msw}$

**2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 33,6 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

**3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

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

$$H_p = 2,0 + 2,0 = 4,0 \text{ msw}$$

**4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową cw firmy GRUNDFOS typu UPS 32-60 F o parametrach:  
 $V_p = 2,3 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 4,4 \text{ msw}$   
 $N_s = 107 \text{ W} / \text{I bieg} / 1 \times 230 \text{ V}$   
 przyłącze kołnierzowe:  $d_n = 32 \text{ mm}$

**XVII. DOBÓR POMPY CYRKULACYJNEJ CW****1. Dane wyjściowe**

- wydajność cw podgrzewacza:  $G_{pcw} = 800 \text{ l/h}$
- opór obiegu cyrkulacyjnego: przyjęto  $h_c = 3,0 \text{ msw}$

**2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times 800 = 276,0 \text{ l/h}$$

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

**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 UPS 25-55 N 180 o parametrach:  
 $V_p = 0,3 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 3,3 \text{ msw}$   
 $N_s = 49,7 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$   
 przyłącze rurowe:  $d_n = 25 \text{ mm}$

**XVIII. DOBÓR NACZYNIA PRZEPOŃOWEGO CW****1. Dane wyjściowe**

- pojemność podgrzewacza cw:  $V_n = 200 \text{ l}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej:  $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$
- jedn. przyrost objętości:  $\Delta V = 0,0142$

- maksymalne ciśnienie robocze:  $p_d = 6$  bar
- ciśnienie wstępne w naczyniu:  $p_w = 4$  bar

## **2. Pojemność użytkowa naczynia**

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

$$V_u = 1,1 \times 200 \times 0,9996 \times 0,0142 = 3,1 \text{ l}$$

## **3. Pojemność całkowita naczynia**

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

$$V_c = 3,1 \times \frac{6 + 1}{6 - 4} = 10,9 \text{ l}$$

## **4. Dobór naczynia wzbiorniczego przeponowego**

- przyjęto naczynie wzbiornicze przeponowe firmy REFIX typu DE 12/10 o parametrach:  
 $V_c = 12 \text{ l}$   
 $D = 280 \text{ mm}$   
 $H = 310 \text{ mm}$   
 $d_n = 20 \text{ mm}$   
 $p_d = 1,0 \text{ MPa}$   
 $t_d = 70^\circ\text{C}$

# **XIX. DOBÓR ZAWORÓW BEZPIECZEŃSTWA**

## **1. Zawór bezpieczeństwa na wymienniku**

### **1.1. Dane wyjściowe**

- moc cieplna wymiennika:  $Q = 120 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- 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**

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

$$G = \frac{120 \times 860}{1 \times 20} = 5160 \text{ kg/h}$$

### **1.3. Teoretyczna jednostkowa przepustowość zaworu**

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

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

### **1.4. Obliczeniowy przekrój gniazda zaworu**

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

$$F_g = \frac{5160}{24499 \times 0,20 \times 3600} = 0,000293 \text{ m}^2$$

### 1.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

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

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,000293}{3,14}} = 0,0193 \text{ m}$$

$$d_g = 19,3 \text{ mm}$$

### 1.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 1915 o wielkości:  
 $d_1 \times d_2 = 25 \times 32 \text{ mm}$   
 $d_g = 20 \text{ mm}$   
 $p_o = 0,3 \text{ MPa}$   
 $\alpha_c = 0,20$

Zawór zainstalowany zostanie za wymiennikiem po stronie instalacji co.

## **2. Zawór bezpieczeństwa na podgrzewaczu cw**

### 2.1. Dane wyjściowe

- wydajność podgrzewacza cw:  $G_{pcw} = 800 \text{ l/h}$
- pojemność podgrzewacza cw:  $V_n = 200 \text{ l}$
- 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

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

$$G = 1,1 \times 800 = 880,0 \text{ kg/h}$$

### 2.3. Teoretyczna jednostkowa przepustowość zaworu

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

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

### 2.4. Obliczeniowy przekrój gniazda zaworu

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

$$F_g = \frac{880}{34648 \times 0,20 \times 3600} = 0,0000353 \text{ m}^2$$

### 2.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

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

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,0000353}{3,14}} = 0,0067 \text{ m}$$

$$d_g = 6,7 \text{ mm}$$

## 2.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 2115 o wielkości:  
 $d_1 \times d_2 = 15 \times 20 \text{ mm}$   
 $d_g = 12 \text{ mm}$   
 $p_o = 0,6 \text{ MPa}$   
 $\alpha_c = 0,20$

## XX. DOBÓR KOMINA I CZOPUCHA

### 1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- wymagany ciąg kominowy: 30-35 Pa
- wysokość komina: przyjęto  $H_k = 10,8 \text{ m}$

### 2. Określenie średnicy komina

- dla mocy cieplnej 100 kW, wymaganego ciągu kominowego 35 Pa oraz wysokości komina 10,8 m odczytano z nomogramu Schiedela średnicę wewnętrzną  $d_k = 250 \text{ mm}$

### 3. Dobór komina

- przyjęto wkład kominowy ze stali żaroodpornej typu MKSZ o średnicy wewnętrznej  $d_k = 250 \text{ mm}$  i wysokości  $H_k = 10,8 \text{ m}$  z czopuchem dwuściennym ze stali żaroodpornej typu MKDZ o średnicy wewnętrznej  $d_{cz} = 200/250 \text{ mm}$  i długości  $l_{cz} = 5,3 \text{ m}$ .

## XXI. DOBÓR ELEMENTÓW WENTYLACYJNYCH

### 1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- wskaźnik wentylacji nawiewnej:  $W_n = 5 \text{ cm}^2/\text{kW}$
- wskaźnik wentylacji wywiewnej:  $W_w = 2,5 \text{ cm}^2/\text{kW}$

### 2. Obliczeniowy przekrój kanału nawiewnego

$$F_n = Q_k \times W_n$$

$$F_n = 100 \times 5 = 500 \text{ cm}^2$$

### 3. Obliczeniowy przekrój kanału wywiewnego

$$F_w = Q_k \times W_w$$

$$F_w = 100 \times 2,5 = 250 \text{ cm}^2$$

### 4. Dobór elementów wentylacyjnych

- do nawiewu przyjęto czerpnię ścienną typu A o wym.  $300 \times 170 \text{ mm}$  osadzoną w ścianie zewnętrznej i doprowadzoną kanałem stalowym o wym.  $300 \times 170 \text{ mm}$  50 cm nad posadzkę kotłowni,

- do wywiewu przyjęto kratkę wentylacyjną o wym. 140×200 mm osadzoną pod sufitem na kanale grawitacyjnym murowanym o wym. 140×270 mm.

## XXII. DOBÓR CIEPŁOMIERZA DLA CZĘŚCI MIESZKALNEJ

### 1. Dane wyjściowe

- zapotrzebowanie na moc cieplną dla części mieszkalnej:  $Q = 6,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temperatury wody:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$

### 2. Obliczeniowa ilość wody

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

$$G = \frac{6,2 \times 860}{1000 \times (70 - 55)} = 0,35 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 3. Dobór ciepłomierza

Dla części mieszkalnej przyjęto ciepłomierz elektroniczny firmy POWOGAZ typu JS90-0,6 z przelicznikiem LQM-III/LEC-5 o średnicy  $d_n = 15 \text{ mm}$  i parametrach:

$$Q_p = 0,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\max} = 1,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\min} = 12 \text{ l/h}$$

$$t_{\max} = 90^\circ\text{C}$$

## XXIII. ROCZNE ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA

### 1. Zapotrzebowanie ciepła na cele co

#### 1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co:  $Q_{co} = 79,9 \text{ kW}$
- normatywna ilość dni grzewczych:  $n = 223$
- średnia temp. zewnętrzna okresu grzewczego:  $t_{zsr} = +2,4^\circ\text{C}$
- oblicz. temp. zewnętrzna okresu zimowego:  $t_{zo} = -18^\circ\text{C}$
- średnia temp. pomieszczeń:  $t_{wsr} = +19^\circ\text{C}$
- czas ogrzewania budynku w ciągu doby:  $z = 24 \text{ godz}$
- współczynnik zmniejszający:  $y = 0,81$

#### 1.2. Zapotrzebowanie ciepła

$$Q_{rco} = \frac{(t_{wsr} - t_{zsr}) \times n \times z \times y}{(t_{wsr} - t_{zo})} \times Q_{co}$$

$$Q_{rco} = \frac{(19 - 2,4) \times 223 \times 24 \times 0,81}{(19 + 18)} \times Q_{co}$$

$$Q_{rco} = 1945 \times Q_{co}$$

$$Q_{rco} = 1945 \times 79,9 = 155\,405 \text{ kW}$$

$$Q_{rco} = 155,4 \text{ MW}$$

## **2. Zapotrzebowanie ciepła na cele cw**

### **2.1. Dane wyjściowe**

- dobowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{cw} = 41,9 \text{ kW}$
- okres dostawy ciepła:  $t = 260 \text{ dni}$

### **2.2. Zapotrzebowanie ciepła**

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

$$Q_{rcw} = 41,9 \times 260 = 10\,894 \text{ kW}$$

$$Q_{rcw} = 10,9 \text{ MW}$$

## **XXIV. ZAPOTRZEBOWANIE PALIWA**

### **1. Zapotrzebowanie paliwa na cele co**

#### **1.1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co:  $Q_{co} = 79,9 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele co:  $Q_{rco} = 155\,405 \text{ kW}$
- wartość opałowa drewna:  $W_d = 15000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego:  $\eta = 0,8$

#### **1.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa**

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

$$B_{hco} = \frac{79,9 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 24,0 \text{ kg/h}$$

#### **1.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa**

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

$$B_{rco} = \frac{155405 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 46\,665 \text{ kg/rok}$$

### **2. Zapotrzebowanie paliwa na cele cwu**

#### **2.1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{cw} = 6,3 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{rcw} = 10\,894 \text{ kW}$
- wartość opałowa drewna:  $W_d = 15000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego:  $\eta = 0,8$

#### **2.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa**

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

$$B_{hcw} = \frac{6,3 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 1,9 \text{ kg/h}$$

### 2.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

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

$$B_{rcw} = \frac{10894 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 3\,271 \text{ kg/rok}$$

### 3. Całkowite zapotrzebowanie paliwa

$$B_h = B_{hco} + B_{hew}$$

$$B_h = 24,0 + 1,9 = 25,9 \text{ kg/h}$$

$$\mathbf{B_h = 25,9 \text{ kg/h}}$$

$$B_r = B_{rco} + B_{rcw}$$

$$B_r = 46607 + 3271 = 49\,878 \text{ kg/rok}$$

$$\mathbf{B_r = 49\,878 \text{ kg/rok}}$$

$$\mathbf{B_r = 50 \text{ ton/rok}}$$