

OBLICZENIA DO PROJEKTU

Założenia

Basen pływacki	pow. lustro wody	142 m ²
Basen rekreacyjny	pow. lustro wody	120 m ²
Brodzik	pow. lustro wody	26 m ²
	Razem	268 m²

Obliczenia

Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania wody kąpielowej

$$Q_d = 0,1 \text{ kg} \times 268 \text{ m}^2 \times 24 \text{ h} \times 0,7 \text{ kWh/kg} = 450 \text{ kWh/d}$$

Zapotrzebowanie ciepła na wodę do pryszniców

Zapotrzebowanie wody do pryszniców 5 m³/d ; 45 °C

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 \text{ kWh/m}^3$$

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 = 205 \text{ kWh/d}$$

Bateria kolektorów słonecznych

Kolektor KS2000TLP – zysk solarny przy ogrzewaniu basenu – 3,8 kWh/m² x d

$$L_k = (450 + 205) / 3,8 \text{ kWh/m}^2 \text{d} \times 1,82 \text{ m}^2 = 95 \text{ kolektorów}$$

Dobór rzeczywistej liczby kolektorów.

Z uwagi na ograniczenia powierzchni dachu, zaprojektowano montaż 96 kolektorów. W załączeniu symulacja pracy instalacji solarnej wykonana przez producenta kolektorów, HEWALEX..

Dobór zbiornika buforowego.

Dobrano 3 zbiorniki buforowe, typu SAC f-my ELBI o pojemności jednego zbiornika 1500 dm³ i łącznej pojemności 4500 dm³.

Zbiorniki połączone będą szeregowo, zainstalowane w wymiennikowni

Określenie przepływu w obiegu ładowania.

Strona solarna.

Zgodnie ze wskazaniem producenta, zakłada się przepływ na poziomie 1,5 dm³/kolektor/min

Dla baterii 96 kolektorów $G_{p1} = 8,64 \text{ m}^3/\text{h}$

Strona bufora

Ciepło właściwe glikolu podprzepływowego (40%) wynosi 3,6 kJ/kgxK, ciepło właściwe wody wynosi 4,19 kJ/kgxK. Stąd wymagany przepływ wody po stronie bufora winien wynosić :

$$G_{p2} = \frac{3,6}{4,19} \times G_o = \frac{3,6}{4,19} \times 8\,640 = 7,423 \text{ dm}^3/\text{h}$$

Dobór średnic rurociągów obiegu ładowania.

Dobór średnic wykonano w oparciu o prędkość przepływu, która nie powinna być mniejsza jak 0,4 m i nie większa jak 1,0 m.

Dla 1 pola kolektorów po 4 szt $G_{p1p} = 0,36 \text{ m}^3/\text{h}$ dn 22x1.0

Instalacja solarna

Dla 2 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 2p} = 0,72\ m^3/h$	dn 22x1.0
Dla 3 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 3p} = 1,08\ m^3/h$	dn 28 x1.5
Dla 4 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 4p} = 1,44\ m^3/h$	dn 35 x 1,5
Dla 5 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 5p} = 1,80\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 6 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 6p} = 2,16\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 7 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 7p} = 2,52\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 8 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 8p} = 2,88\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 16 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 16p} = 5,76\ m^3/h$	dn 64x2.0
Dla 24 pola kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 24p} = 8,64\ m^3/h$	dn 76x2.0

Dobór regulatora przepływu solarnego.

Dla przepływu $8,64\ m^3/h = 144\ l/min$ dobrano regulator przepływu TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min.

Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+ 130^{\circ}C$ przy 8 bar $kvs = 54\ m^3/h$.

Strata ciśnienia na regulatorze wynosi :

$$\Delta P_{reg.ob.sol.} = \left(\frac{8,44}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 244,3\ daPa \approx \underline{244\ daPa}$$

Obliczenie pojemności obiegu solarnego (glikolu).

- kolektory **KS2000 TLP f-my HEWALEX**

$$96\ szt \times 1,1\ dm^3/szt = 105,6\ dm^3 = 106\ dm^3$$

- rurociągi obiegu ładowania

$$565\ dm^3$$

- wymiennik (przyjęto)

$$10\ dm^3$$

$$\text{Razem} \quad 681\ dm^3 + 5\% \text{ zapasu} = 715\ dm^3$$

$$\text{przyjęto pojemność instalacji solarnej } V_A = 715\ dm^3$$

Dobór naczynia wzbiorczego obiegu solarnego ładowania.

Pojemność naczynia :

$$V_N = \frac{(V_v + V_2 + ZxV_k) \times (pe + 1)}{pe - pst.}$$

gdzie : V_N - pojemność naczynia w dm^3

V_v - poduszka wodna w dm^3

$$V_v = 0,005 \times V_A = \min. 3,0\ dm^3$$

$$V_v = 0,005 \times 715 = 3,6\ \text{przyjęto } 4\ dm^3$$

V_A - pojemność całkowita instalacji solarnej - przyjęto $715\ dm^3$

V_2 - zwiększenie objętości przy nagrzewaniu się instalacji:

$$V_2 = V_A \times \beta \text{ gdzie}$$

$$\beta \cong 0,13$$

$$V_2 = 715 \times 0,13 = 92,96\ dm^3$$

$Z \times V_k$ - pojemność kolektorów w $dm^3 = 106\ dm^3$

p_e - dop. nadciśnienie końcowe w bar

$p_e = p_{si} - 0,1\ p_{si}$ gdzie „ p_{si} ” - ciśn. otwarcia zaworu bezp. = 6,0 bar

$$p_e = 6,0 - 0,1 \times 6,0 = 5,4 \text{ bar}$$

pst. - ciśnienie wstępne poduszki gazowej w naczyniu wzbiorczym w bar

$$pst. = 1,5 \text{ bar} + 0,1 \frac{\text{bar}}{\text{m}} \times h$$

gdzie : h - wysokość statyczna instalacji w m, przyjęta 10 m.

$$pst = 1,5 + 10 \times 0,1 = 2,5 \text{ bar}$$

$$V_N = \frac{(4 + 92,96 + 105,6) \times (5,4 + 1)}{5,4 - 2,5} = 447,4 \text{ dm}^3$$

Przyjęto **2 naczynia typu DSV300** o pojemności naczynia 300 l i łącznej pojemności 600 l, prod. ELBI, ciśn. pracy do 10 bar, temperatura pracy membrany do 100°C.

Dobór naczynia wzbiorczego dla zbiorników buforowych.

- pojemność zbiorników $3 \times 1500 = 4\,500 \text{ l}$
- pojemność rurociągów przyjęto 150 l
razem $4\,650 \text{ l}$

Przyrost temperatury od $+10$ - $+90^\circ\text{C}$, przyjęto $+95^\circ\text{C}$ maksymalnie

ciśnienie statyczne przyjęto 1 bar

ciśnienie maks. robocze 2,5 bar

ciśnienie otwarcia zaworu bezp. 3,0 bar

Pojemność użytkowa naczynia :

$$V_u = V \times q_l \times \Delta t$$

Gdzie : $V = 4,65 \text{ m}^3$

$$Q_l = 999,7 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta t = 0,0168$$

$$V_u = 4,65 \times 999,7 \times 0,0393 = 78,097 \approx 79 \text{ dm}^3$$

Pojemność naczynia :

$$V_N = V_u \times \frac{p_{\max} + 1}{p_{\max} - p_{\min}} = 79 \times \frac{2,5 + 1}{2,5 - 1} = 184,33 \text{ dm}^3$$

Przyjęto **1 naczynia typu DV200CE** o pojemności 200 l, prod. ELBI, ciśn. pracy do 6 bar, temperatura pracy membrany do 70°C.

Dobór regulatora przepływu w obiegu bufora.

Dla przepływu $7423 \text{ dm}^3/\text{h} = 123,72 \text{ l/min}$, dobrano regulator TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min. Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+110^\circ\text{C}$ przy 10 bar $kvs = 54 \text{ m}^3/\text{h}$.

Strata ciśnienia na regulatorze wyniesie :

$$\Delta p_{\text{reg.ob.ad}} = \left(\frac{123,72}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 524,92 \text{ daPa} \approx 525 \text{ daPa}$$

Określenie mocy kolektorów do doboru wymiennika obiegu ładowania.

Przyjęto moc jednostkową kolektora : 802 W/m^2

Łączna moc 96 kolektorów:

$$Q_{kol.} = 802 \times 96 \times 1,82 = 140\,130 \text{ W} = 140,13 \text{ kW}$$

Określenie parametrów do doboru wymiennika ładowania bufora.

moc przenoszona 140,13 kW

- Strona gorąca :

glikol polipropylenowy	44%,
przepływ	0,002857 m ³ /h
ciepło właściwe	3,6 kJ/kg x K,
temperatura wejściowa	+ 50°C
temperatura wyjściowa	+ 40°C

- Strona zimna :

woda	
ciepło właściwe	4,19 k J/kg x K
przepływ	0,002315 dm ³ /h
temperatura wejściowa	+ 35°C,
temperatura wyjściowa	+ 45°C

W oparciu o program do doboru wymienników płytowych, producent wymienników SECESPOL dobrał wymiennik lutowany typu LC110 - 80 zgodnie z załączoną do projektu kartą doboru.

Dobór zaworu mieszającego 3- drogowego termostatycznego w obiegu rozładowania bufora.

Przyjęto zawór mieszający OVENTROP ϕ 40 $k_{VS} = 9,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Strata ciśnienia. na zaworze wynosi 450 kPa.

Dobór pomp.

Dobór pompy obiegu solarnego, ozn. P1, P10.

Wydajność pompy:

$$V_p = 1,15 \times 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 9,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Wysokość podnoszenia pompy:

$$H_p = 25 \text{ kPa}$$

Po uwzględnieniu korekty charakterystyki pompy z uwagi na przetłaczany płyn dobrano pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.02 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=9,94 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p=25 \text{ kPa}$.

Dobór pompy ładowania bufora.

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 7,42 \text{ m}^3/\text{h}$

Wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 15 \text{ kPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 7,42 = 8,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.09 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$,

Biuro Projektowe „ART. – FAKTORY” s.c., arch. Paweł Spędzia, Wioletta Spędzia,
Dębica, ul. Powst. Styczniowego 4

$V=8,53\text{m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$.

Precyzyjna regulacja regulatorem przepływu.

Dobór pompy cyrkulacyjnej przy buforach, ozn. PC1, PC2

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór pompy wygrzewania antybakteryjnego, ozn. PP

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór zaworów bezpieczeństwa .

Zawór bezpieczeństwa instalacji solarnej.

Moc instalacji solarnej: $Q = 140,13 \text{ kW}$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa :

$$m \geq 3600 \times N / r \quad \text{w kg/h}$$

gdzie : N - trwała moc = 140,13 kW

r - ciepło parowania przed zaworem bezp. przy ciśnieniu 6 bar = 2066 kJ/kg

$$m = 244,18 \text{ kg/h}$$

Przepustowość zaworu :

$$M = 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times A \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w kg/h}$$

$$K_1 = 0,53$$

$$K_2 = 1,00$$

$$\alpha = 0,61$$

p_1 - ciśn. zrzutowe 0,66 MPa

$$A = m / 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w mm}^2$$

$$A = 99,43 \text{ mm}^2$$

$$d = 11,25 \text{ mm}$$

Przyjęto zawór SYR 1915, + 140°C, $d_n = 20 \text{ mm}$, wielkość 25 x 32 mm, o połączeniach gwintowanych, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Współczynnik wypływu dla por. wynosi 0,61. Przepustowość zaworu wyniesie:

$$m_z = 10 \times 0,53 \times 0,61 \times (0,66 + 0,1) \times \frac{\pi \times 20^2}{4} = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Zawór bezpieczeństwa wymiennika solarnego w przypadku:

- odcięcia zaworami wymiennika
- wpłynięciu na wymiennik wody z bufora o temp. + 90°C

$$\text{Pojemność wymiennika przyjęto} \quad 10 \text{ dm}^3$$

$$\text{Pojemność 2,5 m rur przyłącznych} \quad \sim 3 \text{ dm}^3$$

$$\text{Przyjęto razem do obliczeń} \quad 20 \text{ dm}^3$$

Przepustowość zaworu M w kg/s winna wynosić:

$$M = 0,44 \times V = 0,01 \text{ kg/s}$$

Średnica kanału dolotowego

$$d_o = 54 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{0,20 \times \sqrt{6 \times 990}}} = 1,4 \text{ mm}$$

Dla glikolu w temperaturze + 90°C przyjęto gęstość 990 kg/m³.

Przyjęto zawór 781 C **ARMAK wielkość 20 x 20 mm**, o współczynniku wypływu dla cieczy 0,20, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Średnica kanału dolotowego wynosi 16 mm i jest większa od 15 mm wymaganych normą PN- B-02414. Maksymalna temperatura zastosowania zaworu to 200°C, min. - 10°C, ciśn. maksymalne 16 bar.

Zawór bezpieczeństwa obiegu ładowania po stronie buforów.

wymaga sprawdzenia na:

- moc instalacji solarnej
- pęknięcia ścianki wymiennika

$$\text{Moc instalacji solarnej : } Q = 140,13 \text{ kW}$$

W przypadkach skrajnych moc oddana na wymienniku może wzrosnąć do ok. 170 kW. Dla tej mocy dobrano zawór bezpieczeństwa **SYR 1915, wielkość 1 x 1 1/4"**, o ciśnieniu początku otwarcia 3,0 bar, który zabezpieczy źródło ciepła o mocy do 284 kW, kanał dolotowy do = 20 mm.

Współczynniki wypływu dla par i cieczy wynoszą odpowiednio 0,67 i 0,40, a temp. maksymalna pracy + 140°C.

- Dla zabezpieczenia przed pęknięciem ścianki wymiennika przepustowość winna wynosić

$$m = 5,03 \times A \times \alpha_c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m = 5,03 \times 100 \times 1,0 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Należy zastosować zawór wielkość 1 x 1 1/4" , do = 20 mm, $\alpha_c = 0,40$. Przepustowość tego zaworu wyniesie :

$$m_{z1} = 5,03 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times 0,4 \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 11482 \text{ kg/h}$$

$$m_{z1} > m$$

Dobrano ostatecznie zawór SYR 1915 wielkość 1 x 1 ¼", do = 20 mm , $\alpha_c = 0,40$, $\alpha_p = 0,67$, na ciśnienie otwarcia 3,0 bar i maks. temperaturę pracy 140°C. Moc źródła zabezpieczonego tym zaworem może wynosić do 284 kW.

Zawór bezpieczeństwa bufora (zabezpieczenie przed ciśnieniem napełniania).

Ciśnienie wody maksymalnie 6 bar = p_1

Ciśnienie buforach 3 bar = p_2

Przepustowość :

$$m = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad \text{w kg/h ,}$$

gdzie : $\alpha_c = 1$

$$A = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \quad \text{dla rury } \phi 10$$

$$q_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 5,03 \times 1 \times 78,5 \times \sqrt{(0,60 - 0,3) \times 1000} = 6839 \text{ kg/h}$$

Przepustowość przyjętego zaworu SYR 1915 wielkość 1" x 1 ¼" , $\alpha_c = 0,40$, do = 20 mm wynosi

$$m_z = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m_z = 5,03 \times 0,4 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 28706 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Sprawdzenie z tytułu ogrzania wody w odciętych zaworami buforach :

$$V = 2,0 \text{ m}^3$$

$$M = 0,44 \times V = 0,44 \times 2,0 = 0,88 \text{ kg/s}$$

$$d_o = 54 \times \sqrt{\frac{0,88}{0,4 \times \sqrt{3 \times 970}}} = 10,91 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

Potwierdza to prawidłowość doboru zaworu **SYR 1915 wielkość 1"x1 ¼"** , na ciśn. otwarcia 3 bar, z kanałem dolotowym o średnicy 20 mm.

Zawór bezpieczeństwa obiegu rozładowania bufora (strona ogrzewcza bufora) zabezpiecza przed pęknięciem ściany wymiennika.

Przepustowość szczeliny w ścianie wymiennika

$$M = 5,03 \times A \times \alpha_c \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad (\text{kg/h})$$

gdzie :

A - pole powierzchni pękniętej ścianki - 100 mm²

$\alpha_c = 1$ - współczynnik wypływu dla szczeliny w ścianie wymiennika

p_1 - ciśnienie po stronie wody użytkowej 0,6 Mpa

p_2 - ciśnienie po stronie bufora - 0,3 Mpa

q_1 - gęstość wody - możliwa temperatura + 10°C - gęstość 1000 kg/m³

$$m = 5,03 \times 100 \times 1 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Pole przekroju kanału dolotowego :

$$A \geq \frac{m}{5,03 \alpha c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}} \quad (\text{mm}^2)$$

$$p_1 = 0,33, \quad p_2 = 0,00$$

Dla SYR 1915 o współczynniku wypływu $\alpha c = 0,41$

$$A \geq \frac{8712}{5,03 \times 0,41 \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000}} = 233 \text{ mm}^2$$

Pole powierzchni kanału dolotowego zaworu SYR 1915 4" wynosi :

$$A_z = \frac{20^2 \times \pi}{4} = 314 \text{ mm}^2 > 233 \text{ mm}^2$$

Dobrano zawór 1x1 1/4", SYR 1915 , na ciśnienie otwarcia 3,0 bar.

OBLICZENIA DO PROJEKTU

Założenia

Basen pływacki	pow. lustro wody	142 m ²
Basen rekreacyjny	pow. lustro wody	120 m ²
Brodzik	pow. lustro wody	26 m ²
	Razem	268 m²

Obliczenia

Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania wody kąpielowej

$$Q_d = 0,1 \text{ kg} \times 268 \text{ m}^2 \times 24 \text{ h} \times 0,7 \text{ kWh/kg} = 450 \text{ kWh/d}$$

Zapotrzebowanie ciepła na wodę do pryszniców

Zapotrzebowanie wody do pryszniców 5 m³/d ; 45 °C

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 \text{ kWh/m}^3$$

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 = 205 \text{ kWh/d}$$

Bateria kolektorów słonecznych

Kolektor KS2000TLP – zysk solarny przy ogrzewaniu basenu – 3,8 kWh/m² x d

$$L_k = (450 + 205) / 3,8 \text{ kWh/m}^2\text{d} \times 1,82 \text{ m}^2 = 95 \text{ kolektorów}$$

Dobór rzeczywistej liczby kolektorów.

Z uwagi na ograniczenia powierzchni dachu, zaprojektowano montaż 96 kolektorów. W załączeniu symulacja pracy instalacji solarnej wykonana przez producenta kolektorów, HEWALEX..

Dobór zbiornika buforowego.

Dobrano 3 zbiorniki buforowe, typu SAC f-my ELBI o pojemności jednego zbiornika 1500 dm³ i łącznej pojemności 4500 dm³.

Zbiorniki połączone będą szeregowo, zainstalowane w wymiennikowni

Określenie przepływu w obiegu ładowania.

Strona solarna.

Zgodnie ze wskazaniem producenta, zakłada się przepływ na poziomie 1,5 dm³/kolektor/min

Dla baterii 96 kolektorów $G_{p1} = 8,64 \text{ m}^3/\text{h}$

Strona bufora

Ciepło właściwe glikolu podprzepływowego (40%) wynosi 3,6 kJ/kgxK, ciepło właściwe wody wynosi 4,19 kJ/kgxK. Stąd wymagany przepływ wody po stronie bufora winien wynosić :

$$G_{p2} = \frac{3,6}{4,19} \times G_o = \frac{3,6}{4,19} \times 8\,640 = 7,423 \text{ dm}^3/\text{h}$$

Dobór średnic rurociągów obiegu ładowania.

Dobór średnic wykonano w oparciu o prędkość przepływu, która nie powinna być mniejsza jak 0,4 m i nie większa jak 1,0 m.

Dla 1 pola kolektorów po 4 szt $G_{p1p} = 0,36 \text{ m}^3/\text{h}$ dn 22x1.0

Instalacja solarna

Dla 2 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 2p} = 0,72\ m^3/h$	dn 22x1.0
Dla 3 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 3p} = 1,08\ m^3/h$	dn 28 x1.5
Dla 4 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 4p} = 1,44\ m^3/h$	dn 35 x 1,5
Dla 5 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 5p} = 1,80\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 6 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 6p} = 2,16\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 7 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 7p} = 2,52\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 8 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 8p} = 2,88\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 16 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 16p} = 5,76\ m^3/h$	dn 64x2.0
Dla 24 pola kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 24p} = 8,64\ m^3/h$	dn 76x2.0

Dobór regulatora przepływu solarnego.

Dla przepływu $8,64\ m^3/h = 144\ l/min$ dobrano regulator przepływu TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min.

Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+ 130^{\circ}C$ przy 8 bar $kvs = 54\ m^3/h$.

Strata ciśnienia na regulatorze wynosi :

$$\Delta P_{reg.ob.sol.} = \left(\frac{8,44}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 244,3\ daPa \approx \underline{244\ daPa}$$

Obliczenie pojemności obiegu solarnego (glikolu).

- kolektory **KS2000 TLP f-my HEWALEX**

$$96\ szt \times 1,1\ dm^3/szt = 105,6\ dm^3 = 106\ dm^3$$

- rurociągi obiegu ładowania

$$565\ dm^3$$

- wymiennik (przyjęto)

$$10\ dm^3$$

$$\text{Razem} \quad 681\ dm^3 + 5\% \text{ zapasu} = 715\ dm^3$$

$$\text{przyjęto pojemność instalacji solarnej } V_A = 715\ dm^3$$

Dobór naczynia wzbiorczego obiegu solarnego ładowania.

Pojemność naczynia :

$$V_N = \frac{(V_v + V_2 + ZxV_k) \times (p_e + 1)}{p_e - p_{st.}}$$

gdzie : V_N - pojemność naczynia w dm^3

V_v - poduszka wodna w dm^3

$$V_v = 0,005 \times V_A = \min. 3,0\ dm^3$$

$$V_v = 0,005 \times 715 = 3,6\ \text{przyjęto } 4\ dm^3$$

V_A - pojemność całkowita instalacji solarnej - przyjęto $715\ dm^3$

V_2 - zwiększenie objętości przy nagrzewaniu się instalacji:

$$V_2 = V_A \times \beta \text{ gdzie}$$

$$\beta \cong 0,13$$

$$V_2 = 715 \times 0,13 = 92,96\ dm^3$$

$Z \times V_k$ - pojemność kolektorów w $dm^3 = 106\ dm^3$

p_e - dop. nadciśnienie końcowe w bar

$p_e = p_{si} - 0,1\ p_{si}$ gdzie „ p_{si} ” - ciśn. otwarcia zaworu bezp. = 6,0 bar

Przyjęto moc jednostkową kolektora : 802 W/m^2

Łączna moc 96 kolektorów:

$$Q_{kol.} = 802 \times 96 \times 1,82 = 140\,130 \text{ W} = 140,13 \text{ kW}$$

Określenie parametrów do doboru wymiennika ładowania bufora.

moc przenoszona 140,13 kW

- Strona gorąca :

glikol polipropylenowy	44%,
przepływ	0,002857 m ³ /h
ciepło właściwe	3,6 kJ/kg x K,
temperatura wejściowa	+ 50°C
temperatura wyjściowa	+ 40°C

- Strona zimna :

woda	
ciepło właściwe	4,19 k J/kg x K
przepływ	0,002315 dm ³ /h
temperatura wejściowa	+ 35°C,
temperatura wyjściowa	+ 45°C

W oparciu o program do doboru wymienników płytowych, producent wymienników SECESPOL dobrał wymiennik lutowany typu LC110 - 80 zgodnie z załączoną do projektu kartą doboru.

Dobór zaworu mieszającego 3- drogowego termostatycznego w obiegu rozładowania bufora.

Przyjęto zawór mieszający OVENTROP ϕ 40 $k_{VS} = 9,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Strata ciśnienia. na zaworze wynosi 450 kPa.

Dobór pomp.

Dobór pompy obiegu solarnego, ozn. P1, P10.

Wydajność pompy:

$$V_p = 1,15 \times 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 9,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Wysokość podnoszenia pompy:

$$H_p = 25 \text{ kPa}$$

Po uwzględnieniu korekty charakterystyki pompy z uwagi na przetłaczany płyn dobrano pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.02 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=9,94 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p=25 \text{ kPa}$.

Dobór pompy ładowania bufora.

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 7,42 \text{ m}^3/\text{h}$

Wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 15 \text{ kPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 7,42 = 8,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.09 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$,

Biuro Projektowe „ART. – FAKTORY” s.c., arch. Paweł Spędzia, Wioletta Spędzia,
Dębica, ul. Powst. Styczniowego 4

$V=8,53\text{m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$.

Precyzyjna regulacja regulatorem przepływu.

Dobór pompy cyrkulacyjnej przy buforach, ozn. PC1, PC2

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór pompy wygrzewania antybakteryjnego, ozn. PP

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór zaworów bezpieczeństwa .

Zawór bezpieczeństwa instalacji solarnej.

Moc instalacji solarnej: $Q = 140,13 \text{ kW}$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa :

$$m \geq 3600 \times N / r \quad \text{w kg/h}$$

gdzie : N - trwała moc = 140,13 kW

r - ciepło parowania przed zaworem bezp. przy ciśnieniu 6 bar = 2066 kJ/kg

$$m = 244,18 \text{ kg/h}$$

Przepustowość zaworu :

$$M = 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times A \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w kg/h}$$

$$K_1 = 0,53$$

$$K_2 = 1,00$$

$$\alpha = 0,61$$

p_1 - ciśn. zrzutowe 0,66 MPa

$$A = m / 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w mm}^2$$

$$A = 99,43 \text{ mm}^2$$

$$d = 11,25 \text{ mm}$$

Przyjęto zawór SYR 1915, + 140°C, $d_n = 20 \text{ mm}$, wielkość 25 x 32 mm, o połączeniach gwintowanych, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Współczynnik wypływu dla por. wynosi 0,61. Przepustowość zaworu wyniesie:

$$m_z = 10 \times 0,53 \times 0,61 \times (0,66 + 0,1) \times \frac{\pi \times 20^2}{4} = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Zawór bezpieczeństwa wymiennika solarnego w przypadku:

- odcięcia zaworami wymiennika
- wpłynięciu na wymiennik wody z bufora o temp. + 90°C

$$\text{Pojemność wymiennika przyjęto} \quad 10 \text{ dm}^3$$

$$\text{Pojemność 2,5 m rur przyłącznych} \quad \sim 3 \text{ dm}^3$$

$$\text{Przyjęto razem do obliczeń} \quad 20 \text{ dm}^3$$

Przepustowość zaworu M w kg/s winna wynosić:

$$M = 0,44 \times V = 0,01 \text{ kg/s}$$

Średnica kanału dolotowego

$$d_o = 54 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{0,20 \times \sqrt{6 \times 990}}} = 1,4 \text{ mm}$$

Dla glikolu w temperaturze + 90°C przyjęto gęstość 990 kg/m³.

Przyjęto zawór 781 C **ARMAK wielkość 20 x 20 mm**, o współczynniku wypływu dla cieczy 0,20, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Średnica kanału dolotowego wynosi 16 mm i jest większa od 15 mm wymaganych normą PN- B-02414. Maksymalna temperatura zastosowania zaworu to 200°C, min. - 10°C, ciśn. maksymalne 16 bar.

Zawór bezpieczeństwa obiegu ładowania po stronie buforów.

wymaga sprawdzenia na:

- moc instalacji solarnej
- pęknięcia ścianki wymiennika

$$\text{Moc instalacji solarnej : } Q = 140,13 \text{ kW}$$

W przypadkach skrajnych moc oddana na wymienniku może wzrosnąć do ok. 170 kW. Dla tej mocy dobrano zawór bezpieczeństwa **SYR 1915, wielkość 1 x 1 ¼"**, o ciśnieniu początku otwarcia 3,0 bar, który zabezpieczy źródło ciepła o mocy do 284 kW, kanał dolotowy do = 20 mm.

Współczynniki wypływu dla par i cieczy wynoszą odpowiednio 0,67 i 0,40, a temp. maksymalna pracy + 140°C.

- Dla zabezpieczenia przed pęknięciem ścianki wymiennika przepustowość winna wynosić

$$m = 5,03 \times A \times \alpha_c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m = 5,03 \times 100 \times 1,0 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Należy zastosować zawór wielkość 1 x 1 ¼" , do = 20 mm, $\alpha_c = 0,40$. Przepustowość tego zaworu wyniesie :

$$m_{z1} = 5,03 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times 0,4 \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 11482 \text{ kg/h}$$

$$m_{z1} > m$$

Dobrano ostatecznie zawór SYR 1915 wielkość 1 x 1 ¼", do = 20 mm , $\alpha_c = 0,40$, $\alpha_p = 0,67$, na ciśnienie otwarcia 3,0 bar i maks. temperaturę pracy 140°C. Moc źródła zabezpieczonego tym zaworem może wynosić do 284 kW.

Zawór bezpieczeństwa bufora (zabezpieczenie przed ciśnieniem napełniania).

Ciśnienie wody maksymalnie 6 bar = p_1

Ciśnienie buforach 3 bar = p_2

Przepustowość :

$$m = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad \text{w kg/h ,}$$

gdzie : $\alpha_c = 1$

$$A = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \quad \text{dla rury } \phi 10$$

$$q_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 5,03 \times 1 \times 78,5 \times \sqrt{(0,60 - 0,3) \times 1000} = 6839 \text{ kg/h}$$

Przepustowość przyjętego zaworu SYR 1915 wielkość 1" x 1 ¼" , $\alpha_c = 0,40$, do = 20 mm wynosi

$$m_z = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m_z = 5,03 \times 0,4 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 28706 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Sprawdzenie z tytułu ogrzania wody w odciętych zaworami buforach :

$$V = 2,0 \text{ m}^3$$

$$M = 0,44 \times V = 0,44 \times 2,0 = 0,88 \text{ kg/s}$$

$$d_o = 54 \times \sqrt{\frac{0,88}{0,4 \times \sqrt{3 \times 970}}} = 10,91 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

Potwierdza to prawidłowość doboru zaworu **SYR 1915 wielkość 1"x1 ¼"** , na ciśn. otwarcia 3 bar, z kanałem dolotowym o średnicy 20 mm.

Zawór bezpieczeństwa obiegu rozładowania bufora (strona ogrzewcza bufora) zabezpiecza przed pęknięciem ściany wymiennika.

Przepustowość szczeliny w ścianie wymiennika

$$M = 5,03 \times A \times \alpha_c \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad (\text{kg/h})$$

gdzie :

A - pole powierzchni pękniętej ścianki - 100 mm²

$\alpha_c = 1$ - współczynnik wypływu dla szczeliny w ścianie wymiennika

p_1 - ciśnienie po stronie wody użytkowej 0,6 Mpa

p_2 - ciśnienie po stronie bufora - 0,3 Mpa

q_1 - gęstość wody - możliwa temperatura + 10°C - gęstość 1000 kg/m³

$$m = 5,03 \times 100 \times 1 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Pole przekroju kanału dolotowego :

$$A \geq \frac{m}{5,03 \alpha c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}} \quad (\text{mm}^2)$$

$$p_1 = 0,33, \quad p_2 = 0,00$$

Dla SYR 1915 o współczynniku wypływu $\alpha c = 0,41$

$$A \geq \frac{8712}{5,03 \times 0,41 \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000}} = 233 \text{ mm}^2$$

Pole powierzchni kanału dolotowego zaworu SYR 1915 4" wynosi :

$$A_z = \frac{20^2 \times \pi}{4} = 314 \text{ mm}^2 > 233 \text{ mm}^2$$

Dobrano zawór 1x1 1/4", SYR 1915 , na ciśnienie otwarcia 3,0 bar.

OBLICZENIA DO PROJEKTU

Założenia

Basen pływacki	pow. lustro wody	142 m ²
Basen rekreacyjny	pow. lustro wody	120 m ²
Brodzik	pow. lustro wody	26 m ²
	Razem	268 m²

Obliczenia

Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania wody kąpielowej

$$Q_d = 0,1 \text{ kg} \times 268 \text{ m}^2 \times 24 \text{ h} \times 0,7 \text{ kWh/kg} = 450 \text{ kWh/d}$$

Zapotrzebowanie ciepła na wodę do pryszniców

Zapotrzebowanie wody do pryszniców 5 m³/d ; 45 °C

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 \text{ kWh/m}^3$$

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 = 205 \text{ kWh/d}$$

Bateria kolektorów słonecznych

Kolektor KS2000TLP – zysk solarny przy ogrzewaniu basenu – 3,8 kWh/m² x d

$$L_k = (450 + 205) / 3,8 \text{ kWh/m}^2 \text{d} \times 1,82 \text{ m}^2 = 95 \text{ kolektorów}$$

Dobór rzeczywistej liczby kolektorów.

Z uwagi na ograniczenia powierzchni dachu, zaprojektowano montaż 96 kolektorów. W załączeniu symulacja pracy instalacji solarnej wykonana przez producenta kolektorów, HEWALEX..

Dobór zbiornika buforowego.

Dobrano 3 zbiorniki buforowe, typu SAC f-my ELBI o pojemności jednego zbiornika 1500 dm³ i łącznej pojemności 4500 dm³.

Zbiorniki połączone będą szeregowo, zainstalowane w wymiennikowni

Określenie przepływu w obiegu ładowania.

Strona solarna.

Zgodnie ze wskazaniem producenta, zakłada się przepływ na poziomie 1,5 dm³/kolektor/min

Dla baterii 96 kolektorów $G_{p1} = 8,64 \text{ m}^3/\text{h}$

Strona bufora

Ciepło właściwe glikolu podprzepływowego (40%) wynosi 3,6 kJ/kgxK, ciepło właściwe wody wynosi 4,19 kJ/kgxK. Stąd wymagany przepływ wody po stronie bufora winien wynosić :

$$G_{p2} = \frac{3,6}{4,19} \times G_o = \frac{3,6}{4,19} \times 8\,640 = 7,423 \text{ dm}^3/\text{h}$$

Dobór średnic rurociągów obiegu ładowania.

Dobór średnic wykonano w oparciu o prędkość przepływu, która nie powinna być mniejsza jak 0,4 m i nie większa jak 1,0 m.

Dla 1 pola kolektorów po 4 szt $G_{p1p} = 0,36 \text{ m}^3/\text{h}$ dn 22x1.0

Instalacja solarna

Dla 2 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 2p} = 0,72\ m^3/h$	dn 22x1.0
Dla 3 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 3p} = 1,08\ m^3/h$	dn 28 x1.5
Dla 4 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 4p} = 1,44\ m^3/h$	dn 35 x 1,5
Dla 5 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 5p} = 1,80\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 6 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 6p} = 2,16\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 7 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 7p} = 2,52\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 8 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 8p} = 2,88\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 16 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 16p} = 5,76\ m^3/h$	dn 64x2.0
Dla 24 pola kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 24p} = 8,64\ m^3/h$	dn 76x2.0

Dobór regulatora przepływu solarnego.

Dla przepływu $8,64\ m^3/h = 144\ l/min$ dobrano regulator przepływu TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min.

Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+ 130^{\circ}C$ przy 8 bar $kvs = 54\ m^3/h$.

Strata ciśnienia na regulatorze wynosi :

$$\Delta P_{reg.ob.sol.} = \left(\frac{8,44}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 244,3\ daPa \approx \underline{244\ daPa}$$

Obliczenie pojemności obiegu solarnego (glikolu).

- kolektory **KS2000 TLP f-my HEWALEX**

$$96\ szt \times 1,1\ dm^3/szt = 105,6\ dm^3 = 106\ dm^3$$

- rurociągi obiegu ładowania

$$565\ dm^3$$

- wymiennik (przyjęto)

$$10\ dm^3$$

$$\text{Razem} \quad 681\ dm^3 + 5\% \text{ zapasu} = 715\ dm^3$$

$$\text{przyjęto pojemność instalacji solarnej } V_A = 715\ dm^3$$

Dobór naczynia wzbiorczego obiegu solarnego ładowania.

Pojemność naczynia :

$$V_N = \frac{(V_v + V_2 + ZxV_k) \times (p_e + 1)}{p_e - p_{st.}}$$

gdzie : V_N - pojemność naczynia w dm^3

V_v - poduszka wodna w dm^3

$$V_v = 0,005 \times V_A = \min. 3,0\ dm^3$$

$$V_v = 0,005 \times 715 = 3,6\ \text{przyjęto } 4\ dm^3$$

V_A - pojemność całkowita instalacji solarnej - przyjęto $715\ dm^3$

V_2 - zwiększenie objętości przy nagrzewaniu się instalacji:

$$V_2 = V_A \times \beta \text{ gdzie}$$

$$\beta \cong 0,13$$

$$V_2 = 715 \times 0,13 = 92,96\ dm^3$$

$Z \times V_k$ - pojemność kolektorów w $dm^3 = 106\ dm^3$

p_e - dop. nadciśnienie końcowe w bar

$p_e = p_{si} - 0,1\ p_{si}$ gdzie „ p_{si} ” - ciśn. otwarcia zaworu bezp. = 6,0 bar

$$p_e = 6,0 - 0,1 \times 6,0 = 5,4 \text{ bar}$$

pst. - ciśnienie wstępne poduszki gazowej w naczyniu wzbiorczym w bar

$$pst. = 1,5 \text{ bar} + 0,1 \frac{\text{bar}}{\text{m}} \times h$$

gdzie : h - wysokość statyczna instalacji w m, przyjęta 10 m.

$$pst = 1,5 + 10 \times 0,1 = 2,5 \text{ bar}$$

$$V_N = \frac{(4 + 92,96 + 105,6) \times (5,4 + 1)}{5,4 - 2,5} = 447,4 \text{ dm}^3$$

Przyjęto **2 naczynia typu DSV300** o pojemności naczynia 300 l i łącznej pojemności 600 l, prod. ELBI, ciśn. pracy do 10 bar, temperatura pracy membrany do 100°C.

Dobór naczynia wzbiorczego dla zbiorników buforowych.

- pojemność zbiorników $3 \times 1500 = 4\,500 \text{ l}$
- pojemność rurociągów przyjęto 150 l
razem $4\,650 \text{ l}$

Przyrost temperatury od $+10$ - $+90^\circ\text{C}$, przyjęto $+95^\circ\text{C}$ maksymalnie

ciśnienie statyczne przyjęto 1 bar

ciśnienie maks. robocze 2,5 bar

ciśnienie otwarcia zaworu bezp. 3,0 bar

Pojemność użytkowa naczynia :

$$V_u = V \times q_l \times \Delta t$$

Gdzie : $V = 4,65 \text{ m}^3$

$$Q_l = 999,7 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta t = 0,0168$$

$$V_u = 4,65 \times 999,7 \times 0,0393 = 78,097 \approx 79 \text{ dm}^3$$

Pojemność naczynia :

$$V_N = V_u \times \frac{p_{\max} + 1}{p_{\max} - p_{\min}} = 79 \times \frac{2,5 + 1}{2,5 - 1} = 184,33 \text{ dm}^3$$

Przyjęto **1 naczynia typu DV200CE** o pojemności 200 l, prod. ELBI, ciśn. pracy do 6 bar, temperatura pracy membrany do 70°C.

Dobór regulatora przepływu w obiegu bufora.

Dla przepływu $7423 \text{ dm}^3/\text{h} = 123,72 \text{ l/min}$, dobrano regulator TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min. Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+110^\circ\text{C}$ przy 10 bar $kvs = 54 \text{ m}^3/\text{h}$.

Strata ciśnienia na regulatorze wyniesie :

$$\Delta p_{\text{reg.ob.ad}} = \left(\frac{123,72}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 524,92 \text{ daPa} \approx 525 \text{ daPa}$$

Określenie mocy kolektorów do doboru wymiennika obiegu ładowania.

Przyjęto moc jednostkową kolektora : 802 W/m^2

Łączna moc 96 kolektorów:

$$Q_{kol.} = 802 \times 96 \times 1,82 = 140\,130 \text{ W} = 140,13 \text{ kW}$$

Określenie parametrów do doboru wymiennika ładowania bufora.

moc przenoszona 140,13 kW

- Strona gorąca :

glikol polipropylenowy	44%,
przepływ	0,002857 m ³ /h
ciepło właściwe	3,6 kJ/kg x K,
temperatura wejściowa	+ 50°C
temperatura wyjściowa	+ 40°C

- Strona zimna :

woda	
ciepło właściwe	4,19 k J/kg x K
przepływ	0,002315 dm ³ /h
temperatura wejściowa	+ 35°C,
temperatura wyjściowa	+ 45°C

W oparciu o program do doboru wymienników płytowych, producent wymienników SECESPOL dobrał wymiennik lutowany typu LC110 - 80 zgodnie z załączoną do projektu kartą doboru.

Dobór zaworu mieszającego 3- drogowego termostatycznego w obiegu rozładowania bufora.

Przyjęto zawór mieszający OVENTROP ϕ 40 $k_{VS} = 9,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Strata ciśnienia. na zaworze wynosi 450 kPa.

Dobór pomp.

Dobór pompy obiegu solarnego, ozn. P1, P10.

Wydajność pompy:

$$V_p = 1,15 \times 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 9,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Wysokość podnoszenia pompy:

$$H_p = 25 \text{ kPa}$$

Po uwzględnieniu korekty charakterystyki pompy z uwagi na przetłaczany płyn dobrano pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.02 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=9,94 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p=25 \text{ kPa}$.

Dobór pompy ładowania bufora.

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 7,42 \text{ m}^3/\text{h}$

Wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 15 \text{ kPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 7,42 = 8,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.09 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$,

Biuro Projektowe „ART. – FAKTORY” s.c., arch. Paweł Spędzia, Wioletta Spędzia,
Dębica, ul. Powst. Styczniowego 4

$V=8,53\text{m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$.

Precyzyjna regulacja regulatorem przepływu.

Dobór pompy cyrkulacyjnej przy buforach, ozn. PC1, PC2

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór pompy wygrzewania antybakteryjnego, ozn. PP

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór zaworów bezpieczeństwa .

Zawór bezpieczeństwa instalacji solarnej.

Moc instalacji solarnej: $Q = 140,13 \text{ kW}$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa :

$$m \geq 3600 \times N / r \quad \text{w kg/h}$$

gdzie : N - trwała moc = 140,13 kW

r - ciepło parowania przed zaworem bezp. przy ciśnieniu 6 bar = 2066 kJ/kg

$$m = 244,18 \text{ kg/h}$$

Przepustowość zaworu :

$$M = 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times A \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w kg/h}$$

$$K_1 = 0,53$$

$$K_2 = 1,00$$

$$\alpha = 0,61$$

p_1 - ciśn. zrzutowe 0,66 MPa

$$A = m / 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w mm}^2$$

$$A = 99,43 \text{ mm}^2$$

$$d = 11,25 \text{ mm}$$

Przyjęto zawór SYR 1915, + 140°C, $d_n = 20 \text{ mm}$, wielkość 25 x 32 mm, o połączeniach gwintowanych, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Współczynnik wypływu dla por. wynosi 0,61. Przepustowość zaworu wyniesie:

$$m_z = 10 \times 0,53 \times 0,61 \times (0,66 + 0,1) \times \frac{\pi \times 20^2}{4} = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Zawór bezpieczeństwa wymiennika solarnego w przypadku:

- odcięcia zaworami wymiennika
- wpłynięciu na wymiennik wody z bufora o temp. + 90°C

$$\text{Pojemność wymiennika przyjęto} \quad 10 \text{ dm}^3$$

$$\text{Pojemność 2,5 m rur przyłącznych} \quad \sim 3 \text{ dm}^3$$

$$\text{Przyjęto razem do obliczeń} \quad 20 \text{ dm}^3$$

Przepustowość zaworu M w kg/s winna wynosić:

$$M = 0,44 \times V = 0,01 \text{ kg/s}$$

Średnica kanału dolotowego

$$d_o = 54 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{0,20 \times \sqrt{6 \times 990}}} = 1,4 \text{ mm}$$

Dla glikolu w temperaturze + 90°C przyjęto gęstość 990 kg/m³.

Przyjęto zawór 781 C **ARMAK wielkość 20 x 20 mm**, o współczynniku wypływu dla cieczy 0,20, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Średnica kanału dolotowego wynosi 16 mm i jest większa od 15 mm wymaganych normą PN- B-02414. Maksymalna temperatura zastosowania zaworu to 200°C, min. - 10°C, ciśn. maksymalne 16 bar.

Zawór bezpieczeństwa obiegu ładowania po stronie buforów.

wymaga sprawdzenia na:

- moc instalacji solarnej
- pęknięcia ścianki wymiennika

$$\text{Moc instalacji solarnej : } Q = 140,13 \text{ kW}$$

W przypadkach skrajnych moc oddana na wymienniku może wzrosnąć do ok. 170 kW. Dla tej mocy dobrano zawór bezpieczeństwa **SYR 1915, wielkość 1 x 1 ¼"**, o ciśnieniu początku otwarcia 3,0 bar, który zabezpieczy źródło ciepła o mocy do 284 kW, kanał dolotowy do = 20 mm.

Współczynniki wypływu dla par i cieczy wynoszą odpowiednio 0,67 i 0,40, a temp. maksymalna pracy + 140°C.

- Dla zabezpieczenia przed pęknięciem ścianki wymiennika przepustowość winna wynosić

$$m = 5,03 \times A \times \alpha_c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m = 5,03 \times 100 \times 1,0 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Należy zastosować zawór wielkość 1 x 1 ¼" , do = 20 mm, $\alpha_c = 0,40$. Przepustowość tego zaworu wyniesie :

$$m_{z1} = 5,03 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times 0,4 \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 11482 \text{ kg/h}$$

$$m_{z1} > m$$

Dobrano ostatecznie zawór SYR 1915 wielkość 1 x 1 ¼", do = 20 mm , $\alpha_c = 0,40$, $\alpha_p = 0,67$, na ciśnienie otwarcia 3,0 bar i maks. temperaturę pracy 140°C. Moc źródła zabezpieczonego tym zaworem może wynosić do 284 kW.

Zawór bezpieczeństwa bufora (zabezpieczenie przed ciśnieniem napełniania).

Ciśnienie wody maksymalnie 6 bar = p_1

Ciśnienie buforach 3 bar = p_2

Przepustowość :

$$m = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad \text{w kg/h ,}$$

gdzie : $\alpha_c = 1$

$$A = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \quad \text{dla rury } \phi 10$$

$$q_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 5,03 \times 1 \times 78,5 \times \sqrt{(0,60 - 0,3) \times 1000} = 6839 \text{ kg/h}$$

Przepustowość przyjętego zaworu SYR 1915 wielkość 1" x 1 ¼" , $\alpha_c = 0,40$, do = 20 mm wynosi

$$m_z = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m_z = 5,03 \times 0,4 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 28706 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Sprawdzenie z tytułu ogrzania wody w odciętych zaworami buforach :

$$V = 2,0 \text{ m}^3$$

$$M = 0,44 \times V = 0,44 \times 2,0 = 0,88 \text{ kg/s}$$

$$d_o = 54 \times \sqrt{\frac{0,88}{0,4 \times \sqrt{3 \times 970}}} = 10,91 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

Potwierdza to prawidłowość doboru zaworu **SYR 1915 wielkość 1"x1 ¼"** , na ciśn. otwarcia 3 bar, z kanałem dolotowym o średnicy 20 mm.

Zawór bezpieczeństwa obiegu rozładowania bufora (strona ogrzewcza bufora) zabezpiecza przed pęknięciem ściany wymiennika.

Przepustowość szczeliny w ścianie wymiennika

$$M = 5,03 \times A \times \alpha_c \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad (\text{kg/h})$$

gdzie :

A - pole powierzchni pękniętej ścianki - 100 mm²

$\alpha_c = 1$ - współczynnik wypływu dla szczeliny w ścianie wymiennika

p_1 - ciśnienie po stronie wody użytkowej 0,6 Mpa

p_2 - ciśnienie po stronie bufora - 0,3 Mpa

q_1 - gęstość wody - możliwa temperatura + 10°C - gęstość 1000 kg/m³

$$m = 5,03 \times 100 \times 1 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Pole przekroju kanału dolotowego :

$$A \geq \frac{m}{5,03 \alpha c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}} \quad (\text{mm}^2)$$

$$p_1 = 0,33, \quad p_2 = 0,00$$

Dla SYR 1915 o współczynniku wypływu $\alpha c = 0,41$

$$A \geq \frac{8712}{5,03 \times 0,41 \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000}} = 233 \text{ mm}^2$$

Pole powierzchni kanału dolotowego zaworu SYR 1915 4" wynosi :

$$A_z = \frac{20^2 \times \pi}{4} = 314 \text{ mm}^2 > 233 \text{ mm}^2$$

Dobrano zawór 1x1 1/4", SYR 1915 , na ciśnienie otwarcia 3,0 bar.

OBLICZENIA DO PROJEKTU

Założenia

Basen pływacki	pow. lustro wody	142 m ²
Basen rekreacyjny	pow. lustro wody	120 m ²
Brodzik	pow. lustro wody	26 m ²
	Razem	268 m²

Obliczenia

Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania wody kąpielowej

$$Q_d = 0,1 \text{ kg} \times 268 \text{ m}^2 \times 24 \text{ h} \times 0,7 \text{ kWh/kg} = 450 \text{ kWh/d}$$

Zapotrzebowanie ciepła na wodę do pryszniców

Zapotrzebowanie wody do pryszniców 5 m³/d ; 45 °C

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 \text{ kWh/m}^3$$

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 = 205 \text{ kWh/d}$$

Bateria kolektorów słonecznych

Kolektor KS2000TLP – zysk solarny przy ogrzewaniu basenu – 3,8 kWh/m² x d

$$L_k = (450 + 205) / 3,8 \text{ kWh/m}^2 \text{d} \times 1,82 \text{ m}^2 = 95 \text{ kolektorów}$$

Dobór rzeczywistej liczby kolektorów.

Z uwagi na ograniczenia powierzchni dachu, zaprojektowano montaż 96 kolektorów. W załączeniu symulacja pracy instalacji solarnej wykonana przez producenta kolektorów, HEWALEX..

Dobór zbiornika buforowego.

Dobrano 3 zbiorniki buforowe, typu SAC f-my ELBI o pojemności jednego zbiornika 1500 dm³ i łącznej pojemności 4500 dm³.

Zbiorniki połączone będą szeregowo, zainstalowane w wymiennikowni

Określenie przepływu w obiegu ładowania.

Strona solarna.

Zgodnie ze wskazaniem producenta, zakłada się przepływ na poziomie 1,5 dm³/kolektor/min

Dla baterii 96 kolektorów $G_{p1} = 8,64 \text{ m}^3/\text{h}$

Strona bufora

Ciepło właściwe glikolu podprzepływowego (40%) wynosi 3,6 kJ/kgxK, ciepło właściwe wody wynosi 4,19 kJ/kgxK. Stąd wymagany przepływ wody po stronie bufora winien wynosić :

$$G_{p2} = \frac{3,6}{4,19} \times G_o = \frac{3,6}{4,19} \times 8\,640 = 7,423 \text{ dm}^3/\text{h}$$

Dobór średnic rurociągów obiegu ładowania.

Dobór średnic wykonano w oparciu o prędkość przepływu, która nie powinna być mniejsza jak 0,4 m i nie większa jak 1,0 m.

Dla 1 pola kolektorów po 4 szt $G_{p1p} = 0,36 \text{ m}^3/\text{h}$ dn 22x1.0

Instalacja solarna

Dla 2 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 2p} = 0,72\ m^3/h$	dn 22x1.0
Dla 3 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 3p} = 1,08\ m^3/h$	dn 28 x1.5
Dla 4 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 4p} = 1,44\ m^3/h$	dn 35 x 1,5
Dla 5 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 5p} = 1,80\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 6 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 6p} = 2,16\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 7 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 7p} = 2,52\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 8 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 8p} = 2,88\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 16 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 16p} = 5,76\ m^3/h$	dn 64x2.0
Dla 24 pola kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 24p} = 8,64\ m^3/h$	dn 76x2.0

Dobór regulatora przepływu solarnego.

Dla przepływu $8,64\ m^3/h = 144\ l/min$ dobrano regulator przepływu TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min.

Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+ 130^{\circ}C$ przy 8 bar $kvs = 54\ m^3/h$.

Strata ciśnienia na regulatorze wynosi :

$$\Delta P_{reg.ob.sol.} = \left(\frac{8,44}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 244,3\ daPa \approx \underline{244\ daPa}$$

Obliczenie pojemności obiegu solarnego (glikolu).

- kolektory **KS2000 TLP f-my HEWALEX**

$$96\ szt \times 1,1\ dm^3/szt = 105,6\ dm^3 = 106\ dm^3$$

- rurociągi obiegu ładowania

$$565\ dm^3$$

- wymiennik (przyjęto)

$$10\ dm^3$$

$$\text{Razem} \quad 681\ dm^3 + 5\% \text{ zapasu} = 715\ dm^3$$

$$\text{przyjęto pojemność instalacji solarnej } V_A = 715\ dm^3$$

Dobór naczynia wzbiorczego obiegu solarnego ładowania.

Pojemność naczynia :

$$V_N = \frac{(V_v + V_2 + ZxV_k) \times (p_e + 1)}{p_e - p_{st.}}$$

gdzie : V_N - pojemność naczynia w dm^3

V_v - poduszka wodna w dm^3

$$V_v = 0,005 \times V_A = \min. 3,0\ dm^3$$

$$V_v = 0,005 \times 715 = 3,6\ \text{przyjęto } 4\ dm^3$$

V_A - pojemność całkowita instalacji solarnej - przyjęto $715\ dm^3$

V_2 - zwiększenie objętości przy nagrzewaniu się instalacji:

$$V_2 = V_A \times \beta \text{ gdzie}$$

$$\beta \cong 0,13$$

$$V_2 = 715 \times 0,13 = 92,96\ dm^3$$

$Z \times V_k$ - pojemność kolektorów w $dm^3 = 106\ dm^3$

p_e - dop. nadciśnienie końcowe w bar

$p_e = p_{si} - 0,1\ p_{si}$ gdzie „ p_{si} ” - ciśn. otwarcia zaworu bezp. = 6,0 bar

Przyjęto moc jednostkową kolektora : 802 W/m^2

Łączna moc 96 kolektorów:

$$Q_{kol.} = 802 \times 96 \times 1,82 = 140\,130 \text{ W} = 140,13 \text{ kW}$$

Określenie parametrów do doboru wymiennika ładowania bufora.

moc przenoszona 140,13 kW

- Strona gorąca :

glikol polipropylenowy	44%,
przepływ	0,002857 m ³ /h
ciepło właściwe	3,6 kJ/kg x K,
temperatura wejściowa	+ 50°C
temperatura wyjściowa	+ 40°C

- Strona zimna :

woda	
ciepło właściwe	4,19 k J/kg x K
przepływ	0,002315 dm ³ /h
temperatura wejściowa	+ 35°C,
temperatura wyjściowa	+ 45°C

W oparciu o program do doboru wymienników płytowych, producent wymienników SECESPOL dobrał wymiennik lutowany typu LC110 - 80 zgodnie z załączoną do projektu kartą doboru.

Dobór zaworu mieszającego 3- drogowego termostatycznego w obiegu rozładowania bufora.

Przyjęto zawór mieszający OVENTROP ϕ 40 $k_{VS} = 9,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Strata ciśnienia. na zaworze wynosi 450 kPa.

Dobór pomp.

Dobór pompy obiegu solarnego, ozn. P1, P10.

Wydajność pompy:

$$V_p = 1,15 \times 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 9,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Wysokość podnoszenia pompy:

$$H_p = 25 \text{ kPa}$$

Po uwzględnieniu korekty charakterystyki pompy z uwagi na przetłaczany płyn dobrano pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.02 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=9,94 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p=25 \text{ kPa}$.

Dobór pompy ładowania bufora.

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 7,42 \text{ m}^3/\text{h}$

Wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 15 \text{ kPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 7,42 = 8,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.09 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$,

Biuro Projektowe „ART. – FAKTORY” s.c., arch. Paweł Spędzia, Wioletta Spędzia,
Dębica, ul. Powst. Styczniowego 4

$V=8,53\text{m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$.

Precyzyjna regulacja regulatorem przepływu.

Dobór pompy cyrkulacyjnej przy buforach, ozn. PC1, PC2

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór pompy wygrzewania antybakteryjnego, ozn. PP

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór zaworów bezpieczeństwa .

Zawór bezpieczeństwa instalacji solarnej.

Moc instalacji solarnej: $Q = 140,13 \text{ kW}$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa :

$$m \geq 3600 \times N / r \quad \text{w kg/h}$$

gdzie : N - trwała moc = 140,13 kW

r - ciepło parowania przed zaworem bezp. przy ciśnieniu 6 bar = 2066 kJ/kg

$$m = 244,18 \text{ kg/h}$$

Przepustowość zaworu :

$$M = 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times A \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w kg/h}$$

$$K_1 = 0,53$$

$$K_2 = 1,00$$

$$\alpha = 0,61$$

p_1 - ciśn. zrzutowe 0,66 MPa

$$A = m / 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w mm}^2$$

$$A = 99,43 \text{ mm}^2$$

$$d = 11,25 \text{ mm}$$

Przyjęto zawór SYR 1915, + 140°C, $d_n = 20 \text{ mm}$, wielkość 25 x 32 mm, o połączeniach gwintowanych, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Współczynnik wypływu dla por. wynosi 0,61. Przepustowość zaworu wyniesie:

$$m_z = 10 \times 0,53 \times 0,61 \times (0,66 + 0,1) \times \frac{\pi \times 20^2}{4} = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Zawór bezpieczeństwa wymiennika solarnego w przypadku:

- odcięcia zaworami wymiennika
- wpłynięciu na wymiennik wody z bufora o temp. + 90°C

$$\text{Pojemność wymiennika przyjęto} \quad 10 \text{ dm}^3$$

$$\text{Pojemność 2,5 m rur przyłącznych} \quad \sim 3 \text{ dm}^3$$

$$\text{Przyjęto razem do obliczeń} \quad 20 \text{ dm}^3$$

Przepustowość zaworu M w kg/s winna wynosić:

$$M = 0,44 \times V = 0,01 \text{ kg/s}$$

Średnica kanału dolotowego

$$d_o = 54 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{0,20 \times \sqrt{6 \times 990}}} = 1,4 \text{ mm}$$

Dla glikolu w temperaturze + 90°C przyjęto gęstość 990 kg/m³.

Przyjęto zawór 781 C **ARMAK wielkość 20 x 20 mm**, o współczynniku wypływu dla cieczy 0,20, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Średnica kanału dolotowego wynosi 16 mm i jest większa od 15 mm wymaganych normą PN- B-02414. Maksymalna temperatura zastosowania zaworu to 200°C, min. - 10°C, ciśn. maksymalne 16 bar.

Zawór bezpieczeństwa obiegu ładowania po stronie buforów.

wymaga sprawdzenia na:

- moc instalacji solarnej
- pęknięcia ścianki wymiennika

$$\text{Moc instalacji solarnej : } Q = 140,13 \text{ kW}$$

W przypadkach skrajnych moc oddana na wymienniku może wzrosnąć do ok. 170 kW. Dla tej mocy dobrano zawór bezpieczeństwa **SYR 1915, wielkość 1 x 1 ¼"**, o ciśnieniu początku otwarcia 3,0 bar, który zabezpieczy źródło ciepła o mocy do 284 kW, kanał dolotowy do = 20 mm.

Współczynniki wypływu dla par i cieczy wynoszą odpowiednio 0,67 i 0,40, a temp. maksymalna pracy + 140°C.

- Dla zabezpieczenia przed pęknięciem ścianki wymiennika przepustowość winna wynosić

$$m = 5,03 \times A \times \alpha_c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m = 5,03 \times 100 \times 1,0 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Należy zastosować zawór wielkość 1 x 1 ¼" , do = 20 mm, $\alpha_c = 0,40$. Przepustowość tego zaworu wyniesie :

$$m_{z1} = 5,03 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times 0,4 \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 11482 \text{ kg/h}$$

$$m_{z1} > m$$

Dobrano ostatecznie zawór SYR 1915 wielkość 1 x 1 ¼", do = 20 mm , $\alpha_c = 0,40$, $\alpha_p = 0,67$, na ciśnienie otwarcia 3,0 bar i maks. temperaturę pracy 140°C. Moc źródła zabezpieczonego tym zaworem może wynosić do 284 kW.

Zawór bezpieczeństwa bufora (zabezpieczenie przed ciśnieniem napełniania).

Ciśnienie wody maksymalnie 6 bar = p_1

Ciśnienie buforach 3 bar = p_2

Przepustowość :

$$m = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad \text{w kg/h ,}$$

gdzie : $\alpha_c = 1$

$$A = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \quad \text{dla rury } \phi 10$$

$$q_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 5,03 \times 1 \times 78,5 \times \sqrt{(0,60 - 0,3) \times 1000} = 6839 \text{ kg/h}$$

Przepustowość przyjętego zaworu SYR 1915 wielkość 1" x 1 ¼" , $\alpha_c = 0,40$, do = 20 mm wynosi

$$m_z = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m_z = 5,03 \times 0,4 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 28706 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Sprawdzenie z tytułu ogrzania wody w odciętych zaworami buforach :

$$V = 2,0 \text{ m}^3$$

$$M = 0,44 \times V = 0,44 \times 2,0 = 0,88 \text{ kg/s}$$

$$d_o = 54 \times \sqrt{\frac{0,88}{0,4 \times \sqrt{3 \times 970}}} = 10,91 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

Potwierdza to prawidłowość doboru zaworu **SYR 1915 wielkość 1"x1 ¼"** , na ciśn. otwarcia 3 bar, z kanałem dolotowym o średnicy 20 mm.

Zawór bezpieczeństwa obiegu rozładowania bufora (strona ogrzewcza bufora) zabezpiecza przed pęknięciem ściany wymiennika.

Przepustowość szczeliny w ścianie wymiennika

$$M = 5,03 \times A \times \alpha_c \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad (\text{kg/h})$$

gdzie :

A - pole powierzchni pękniętej ścianki - 100 mm²

$\alpha_c = 1$ - współczynnik wypływu dla szczeliny w ścianie wymiennika

p_1 - ciśnienie po stronie wody użytkowej 0,6 Mpa

p_2 - ciśnienie po stronie bufora - 0,3 Mpa

q_1 - gęstość wody - możliwa temperatura + 10°C - gęstość 1000 kg/m³

$$m = 5,03 \times 100 \times 1 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Pole przekroju kanału dolotowego :

$$A \geq \frac{m}{5,03 \alpha c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}} \quad (\text{mm}^2)$$

$$p_1 = 0,33, \quad p_2 = 0,00$$

Dla SYR 1915 o współczynniku wypływu $\alpha c = 0,41$

$$A \geq \frac{8712}{5,03 \times 0,41 \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000}} = 233 \text{ mm}^2$$

Pole powierzchni kanału dolotowego zaworu SYR 1915 4" wynosi :

$$A_z = \frac{20^2 \times \pi}{4} = 314 \text{ mm}^2 > 233 \text{ mm}^2$$

Dobrano zawór 1x1 1/4", SYR 1915 , na ciśnienie otwarcia 3,0 bar.

OBLICZENIA DO PROJEKTU

Założenia

Basen pływacki	pow. lustro wody	142 m ²
Basen rekreacyjny	pow. lustro wody	120 m ²
Brodzik	pow. lustro wody	26 m ²
	Razem	268 m²

Obliczenia

Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania wody kąpielowej

$$Q_d = 0,1 \text{ kg} \times 268 \text{ m}^2 \times 24 \text{ h} \times 0,7 \text{ kWh/kg} = 450 \text{ kWh/d}$$

Zapotrzebowanie ciepła na wodę do pryszniców

Zapotrzebowanie wody do pryszniców 5 m³/d ; 45 °C

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 \text{ kWh/m}^3$$

$$Q_{cwu} = 5 \times 41 = 205 \text{ kWh/d}$$

Bateria kolektorów słonecznych

Kolektor KS2000TLP – zysk solarny przy ogrzewaniu basenu – 3,8 kWh/m² x d

$$L_k = (450 + 205) / 3,8 \text{ kWh/m}^2\text{d} \times 1,82 \text{ m}^2 = 95 \text{ kolektorów}$$

Dobór rzeczywistej liczby kolektorów.

Z uwagi na ograniczenia powierzchni dachu, zaprojektowano montaż 96 kolektorów. W załączeniu symulacja pracy instalacji solarnej wykonana przez producenta kolektorów, HEWALEX..

Dobór zbiornika buforowego.

Dobrano 3 zbiorniki buforowe, typu SAC f-my ELBI o pojemności jednego zbiornika 1500 dm³ i łącznej pojemności 4500 dm³.

Zbiorniki połączone będą szeregowo, zainstalowane w wymiennikowni

Określenie przepływu w obiegu ładowania.

Strona solarna.

Zgodnie ze wskazaniem producenta, zakłada się przepływ na poziomie 1,5 dm³/kolektor/min

Dla baterii 96 kolektorów $G_{p1} = 8,64 \text{ m}^3/\text{h}$

Strona bufora

Ciepło właściwe glikolu podprzepływowego (40%) wynosi 3,6 kJ/kgxK, ciepło właściwe wody wynosi 4,19 kJ/kgxK. Stąd wymagany przepływ wody po stronie bufora winien wynosić :

$$G_{p2} = \frac{3,6}{4,19} \times G_o = \frac{3,6}{4,19} \times 8\,640 = 7,423 \text{ dm}^3/\text{h}$$

Dobór średnic rurociągów obiegu ładowania.

Dobór średnic wykonano w oparciu o prędkość przepływu, która nie powinna być mniejsza jak 0,4 m i nie większa jak 1,0 m.

Dla 1 pola kolektorów po 4 szt $G_{p1p} = 0,36 \text{ m}^3/\text{h}$ dn 22x1.0

Instalacja solarna

Dla 2 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 2p} = 0,72\ m^3/h$	dn 22x1.0
Dla 3 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 3p} = 1,08\ m^3/h$	dn 28 x1.5
Dla 4 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 4p} = 1,44\ m^3/h$	dn 35 x 1,5
Dla 5 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 5p} = 1,80\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 6 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 6p} = 2,16\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 7 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 7p} = 2,52\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 8 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 8p} = 2,88\ m^3/h$	dn 42 x 1,5
Dla 16 pól kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 16p} = 5,76\ m^3/h$	dn 64x2.0
Dla 24 pola kolektorów po 4 szt	$G_{p\ 24p} = 8,64\ m^3/h$	dn 76x2.0

Dobór regulatora przepływu solarnego.

Dla przepływu $8,64\ m^3/h = 144\ l/min$ dobrano regulator przepływu TACO SETTER BYPASS SD wielkość dn 50 o zakresie przepływu 50 - 200 l/min.

Temperatura maksymalna pracy regulatora wynosi $+ 130^{\circ}C$ przy 8 bar $kvs = 54\ m^3/h$.

Strata ciśnienia na regulatorze wynosi :

$$\Delta P_{reg.ob.sol.} = \left(\frac{8,44}{54,0} \right)^2 \times 10^4 = 244,3\ daPa \approx \underline{244\ daPa}$$

Obliczenie pojemności obiegu solarnego (glikolu).

- kolektory **KS2000 TLP f-my HEWALEX**

$$96\ szt \times 1,1\ dm^3/szt = 105,6\ dm^3 = 106\ dm^3$$

- rurociągi obiegu ładowania

$$565\ dm^3$$

- wymiennik (przyjęto)

$$10\ dm^3$$

$$\text{Razem} \quad 681\ dm^3 + 5\% \text{ zapasu} = 715\ dm^3$$

$$\text{przyjęto pojemność instalacji solarnej } V_A = 715\ dm^3$$

Dobór naczynia wzbiorczego obiegu solarnego ładowania.

Pojemność naczynia :

$$V_N = \frac{(V_v + V_2 + ZxV_k) \times (p_e + 1)}{p_e - p_{st.}}$$

gdzie : V_N - pojemność naczynia w dm^3

V_v - poduszka wodna w dm^3

$$V_v = 0,005 \times V_A = \min. 3,0\ dm^3$$

$$V_v = 0,005 \times 715 = 3,6\ \text{przyjęto } 4\ dm^3$$

V_A - pojemność całkowita instalacji solarnej - przyjęto $715\ dm^3$

V_2 - zwiększenie objętości przy nagrzewaniu się instalacji:

$$V_2 = V_A \times \beta \text{ gdzie}$$

$$\beta \cong 0,13$$

$$V_2 = 715 \times 0,13 = 92,96\ dm^3$$

$Z \times V_k$ - pojemność kolektorów w $dm^3 = 106\ dm^3$

p_e - dop. nadciśnienie końcowe w bar

$p_e = p_{si} - 0,1\ p_{si}$ gdzie „ p_{si} ” - ciśn. otwarcia zaworu bezp. = 6,0 bar

Przyjęto moc jednostkową kolektora : 802 W/m^2

Łączna moc 96 kolektorów:

$$Q_{kol.} = 802 \times 96 \times 1,82 = 140\,130 \text{ W} = 140,13 \text{ kW}$$

Określenie parametrów do doboru wymiennika ładowania bufora.

moc przenoszona 140,13 kW

- Strona gorąca :

glikol polipropylenowy	44%,
przepływ	0,002857 m ³ /h
ciepło właściwe	3,6 kJ/kg x K,
temperatura wejściowa	+ 50°C
temperatura wyjściowa	+ 40°C

- Strona zimna :

woda	
ciepło właściwe	4,19 k J/kg x K
przepływ	0,002315 dm ³ /h
temperatura wejściowa	+ 35°C,
temperatura wyjściowa	+ 45°C

W oparciu o program do doboru wymienników płytowych, producent wymienników SECESPOL dobrał wymiennik lutowany typu LC110 - 80 zgodnie z załączoną do projektu kartą doboru.

Dobór zaworu mieszającego 3- drogowego termostatycznego w obiegu rozładowania bufora.

Przyjęto zawór mieszający OVENTROP ϕ 40 $k_{VS} = 9,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Strata ciśnienia. na zaworze wynosi 450 kPa.

Dobór pomp.

Dobór pompy obiegu solarnego, ozn. P1, P10.

Wydajność pompy:

$$V_p = 1,15 \times 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 9,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Wysokość podnoszenia pompy:

$$H_p = 25 \text{ kPa}$$

Po uwzględnieniu korekty charakterystyki pompy z uwagi na przetłaczany płyn dobrano pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.02 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=9,94 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p=25 \text{ kPa}$.

Dobór pompy ładowania bufora.

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 7,42 \text{ m}^3/\text{h}$

Wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 15 \text{ kPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 7,42 = 8,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę obiegową **WILO TOP-E 40/1-4 LON PN 6/10**, $P_1=0.09 \text{ W}$, $L=0.9 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$,

Biuro Projektowe „ART. – FAKTORY” s.c., arch. Paweł Spędzia, Wioletta Spędzia,
Dębica, ul. Powst. Styczniowego 4

$V=8,53\text{m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$.

Precyzyjna regulacja regulatorem przepływu.

Dobór pompy cyrkulacyjnej przy buforach, ozn. PC1, PC2

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór pompy wygrzewania antybakteryjnego, ozn. PP

Strata ciśnienia w obiegu wynosi 15 kPa. Wymagany przepływ $V = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Stąd wysokość podnoszenia pompy :

$$H_p = 1,10 \times 1900 = 1890 \text{ daPa}$$

Wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 1,62 = 1,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Przyjęto pompę cyrkulacyjną **WILO STRATOS ECO-Z 25/1-5 BMS**, $P_1=0.059 \text{ W}$, $L=0.46 \text{ A}$, $U=1 \times 230 \text{ V}$, $V=2,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_p= 15 \text{ kPa}$

Dobór zaworów bezpieczeństwa .

Zawór bezpieczeństwa instalacji solarnej.

Moc instalacji solarnej: $Q = 140,13 \text{ kW}$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa :

$$m \geq 3600 \times N / r \quad \text{w kg/h}$$

gdzie : N - trwała moc = 140,13 kW

r - ciepło parowania przed zaworem bezp. przy ciśnieniu 6 bar = 2066 kJ/kg

$$m = 244,18 \text{ kg/h}$$

Przepustowość zaworu :

$$M = 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times A \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w kg/h}$$

$$K_1 = 0,53$$

$$K_2 = 1,00$$

$$\alpha = 0,61$$

p_1 - ciśn. zrzutowe 0,66 MPa

$$A = m / 10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha \times (p_1 + 0,1) \quad \text{w mm}^2$$

$$A = 99,43 \text{ mm}^2$$

$$d = 11,25 \text{ mm}$$

Przyjęto zawór SYR 1915, + 140°C, $d_n = 20 \text{ mm}$, wielkość 25 x 32 mm, o połączeniach gwintowanych, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Współczynnik wypływu dla por. wynosi 0,61. Przepustowość zaworu wyniesie:

$$m_z = 10 \times 0,53 \times 0,61 \times (0,66 + 0,1) \times \frac{\pi \times 20^2}{4} = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z = 772 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Zawór bezpieczeństwa wymiennika solarnego w przypadku:

- odcięcia zaworami wymiennika
- wpłynięciu na wymiennik wody z bufora o temp. + 90°C

$$\text{Pojemność wymiennika przyjęto} \quad 10 \text{ dm}^3$$

$$\text{Pojemność 2,5 m rur przyłącznych} \quad \sim 3 \text{ dm}^3$$

$$\text{Przyjęto razem do obliczeń} \quad 20 \text{ dm}^3$$

Przepustowość zaworu M w kg/s winna wynosić:

$$M = 0,44 \times V = 0,01 \text{ kg/s}$$

Średnica kanału dolotowego

$$d_o = 54 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{0,20 \times \sqrt{6 \times 990}}} = 1,4 \text{ mm}$$

Dla glikolu w temperaturze + 90°C przyjęto gęstość 990 kg/m³.

Przyjęto zawór 781 C **ARMAK wielkość 20 x 20 mm**, o współczynniku wypływu dla cieczy 0,20, na ciśnienie otwarcia 6 bar. Średnica kanału dolotowego wynosi 16 mm i jest większa od 15 mm wymaganych normą PN- B-02414. Maksymalna temperatura zastosowania zaworu to 200°C, min. - 10°C, ciśn. maksymalne 16 bar.

Zawór bezpieczeństwa obiegu ładowania po stronie buforów.

wymaga sprawdzenia na:

- moc instalacji solarnej
- pęknięcia ścianki wymiennika

$$\text{Moc instalacji solarnej : } Q = 140,13 \text{ kW}$$

W przypadkach skrajnych moc oddana na wymienniku może wzrosnąć do ok. 170 kW. Dla tej mocy dobrano zawór bezpieczeństwa **SYR 1915, wielkość 1 x 1 1/4"**, o ciśnieniu początku otwarcia 3,0 bar, który zabezpieczy źródło ciepła o mocy do 284 kW, kanał dolotowy do = 20 mm.

Współczynniki wypływu dla par i cieczy wynoszą odpowiednio 0,67 i 0,40, a temp. maksymalna pracy + 140°C.

- Dla zabezpieczenia przed pęknięciem ścianki wymiennika przepustowość winna wynosić

$$m = 5,03 \times A \times \alpha_c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m = 5,03 \times 100 \times 1,0 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Należy zastosować zawór wielkość 1 x 1 1/4" , do = 20 mm, $\alpha_c = 0,40$. Przepustowość tego zaworu wyniesie :

$$m_{z1} = 5,03 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times 0,4 \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 11482 \text{ kg/h}$$

$$m_{z1} > m$$

Dobrano ostatecznie zawór SYR 1915 wielkość 1 x 1 ¼", do = 20 mm , $\alpha_c = 0,40$, $\alpha_p = 0,67$, na ciśnienie otwarcia 3,0 bar i maks. temperaturę pracy 140°C. Moc źródła zabezpieczonego tym zaworem może wynosić do 284 kW.

Zawór bezpieczeństwa bufora (zabezpieczenie przed ciśnieniem napełniania).

Ciśnienie wody maksymalnie 6 bar = p_1

Ciśnienie buforach 3 bar = p_2

Przepustowość :

$$m = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad \text{w kg/h ,}$$

gdzie : $\alpha_c = 1$

$$A = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \quad \text{dla rury } \phi 10$$

$$q_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 5,03 \times 1 \times 78,5 \times \sqrt{(0,60 - 0,3) \times 1000} = 6839 \text{ kg/h}$$

Przepustowość przyjętego zaworu SYR 1915 wielkość 1" x 1 ¼" , $\alpha_c = 0,40$, do = 20 mm wynosi

$$m_z = 5,03 \times \alpha_c \times A \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}$$

$$m_z = 5,03 \times 0,4 \times \frac{\pi \times 20^2}{4} \times \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000} = 28706 \text{ kg/h}$$

$$m_z > m$$

Sprawdzenie z tytułu ogrzania wody w odciętych zaworami buforach :

$$V = 2,0 \text{ m}^3$$

$$M = 0,44 \times V = 0,44 \times 2,0 = 0,88 \text{ kg/s}$$

$$d_o = 54 \times \sqrt{\frac{0,88}{0,4 \times \sqrt{3 \times 970}}} = 10,91 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

Potwierdza to prawidłowość doboru zaworu **SYR 1915 wielkość 1"x1 ¼"** , na ciśn. otwarcia 3 bar, z kanałem dolotowym o średnicy 20 mm.

Zawór bezpieczeństwa obiegu rozładowania bufora (strona ogrzewcza bufora) zabezpiecza przed pęknięciem ściany wymiennika.

Przepustowość szczeliny w ścianie wymiennika

$$M = 5,03 \times A \times \alpha_c \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1} \quad (\text{kg/h})$$

gdzie :

A - pole powierzchni pękniętej ścianki - 100 mm²

$\alpha_c = 1$ - współczynnik wypływu dla szczeliny w ścianie wymiennika

p_1 - ciśnienie po stronie wody użytkowej 0,6 Mpa

p_2 - ciśnienie po stronie bufora - 0,3 Mpa

q_1 - gęstość wody - możliwa temperatura + 10°C - gęstość 1000 kg/m³

$$m = 5,03 \times 100 \times 1 \times \sqrt{(0,6 - 0,3) \times 1000} = 8712 \text{ kg/h}$$

Pole przekroju kanału dolotowego :

$$A \geq \frac{m}{5,03 \alpha c \sqrt{(p_1 - p_2) \times q_1}} \quad (\text{mm}^2)$$

$$p_1 = 0,33, \quad p_2 = 0,00$$

Dla SYR 1915 o współczynniku wypływu $\alpha c = 0,41$

$$A \geq \frac{8712}{5,03 \times 0,41 \sqrt{(0,33 - 0,00) \times 1000}} = 233 \text{ mm}^2$$

Pole powierzchni kanału dolotowego zaworu SYR 1915 4" wynosi :

$$A_z = \frac{20^2 \times \pi}{4} = 314 \text{ mm}^2 > 233 \text{ mm}^2$$

Dobrano zawór 1x1 1/4", SYR 1915 , na ciśnienie otwarcia 3,0 bar.