

Projekt budowlany
Instalacji wentylacji mechanicznej, ciepła technologicznego i
kompaktowego wymiennikowego węzła cieplnego
dla projektowanej sali sportowej przy Zespole Szkół Budowlanych w
Radomiu, przy ul. Kościuszki 7

Inwestor: Wydział Inwestycji Urzędu Miejskiego
26-600 Radom, ul. Kilińskiego 30

Projektant: mgr inż. Mirosław Kijak
upr. bud. MAZ/0340/PWOS/04

Wrzesień 2008

Opracowanie zawiera

1. Opis projektu.

2. Część rysunkową :

- | | | |
|-------|---|---------------|
| 2.1. | Ciepło technologiczne i węzeł-rzut parteru | – rys. nr 01. |
| 2.2. | Ciepło technologiczne i węzeł-rzut parteru w części istniejącej | – rys. nr 02. |
| 2.3. | Ciepło technologiczne i węzeł-rzut piętra | – rys. nr 03. |
| 2.4. | Ciepło technologiczne i węzeł-rozwinięcie instalacji c.t. | – rys. nr 04. |
| 2.5. | Ciepło technologiczne i węzeł-przekrój przez węzeł cieplny | – rys. nr 05. |
| 2.6. | Ciepło technologiczne i węzeł-schemat technologiczny | – rys. nr 06. |
| 2.7. | Wentylacja mechaniczna. Rzut parteru-nawiew-cz.istniejąca | – rys. nr 07. |
| 2.8. | Wentylacja mechaniczna. Rzut parteru -nawiew_projektowana sala | – rys. nr 08. |
| 2.9. | Wentylacja mechaniczna. Rzut piętra-nawiew_projektowana sala | – rys. nr 09. |
| 2.10. | Wentylacja mechaniczna. Rzut dachu-nawiew_projektowana sala | – rys. nr 10. |
| 2.11. | Wentylacja mechaniczna. przekrój-nawiew_projektowana sala | – rys. nr 11. |
| 2.12. | Wentylacja mechaniczna. Rzut parteru-wywiew-cz.istniejąca | – rys. nr 12. |
| 2.13. | Wentylacja mechaniczna. Rzut parteru -wywiew_projektowana sala | – rys. nr 13. |
| 2.14. | Wentylacja mechaniczna. Rzut piętra-wywiew_projektowana sala | – rys. nr 14. |
| 2.15. | Wentylacja mechaniczna. Rzut dachu-wywiew_projektowana sala | – rys. nr 15. |
| 2.16. | Wentylacja mechaniczna. Przekroje -wywiew_projektowana sala | – rys. nr 16. |

Opis projektu wykonawczego
instalacji wentylacji mechanicznej, ciepła technologicznego i wymiennikowego węzła
ciepłowniczego w projektowanej sali sportowej przy Zespole Szkół Budowlanych w
Radomiu

1. Podstawa opracowania

- 1.1 . Umowa z Inwestorem,
- 1.2 . Podkład architektoniczny budynku i plan zagospodarowania terenu.
- 1.3 . Uzgodnienia międzybranżowe.

2. Zakres opracowania.

Opracowanie obejmuje projekt wykonawczy instalacji wentylacji mechanicznej, ciepła technologicznego i węzła wymiennikowego dla pomieszczenia Sali gimnastycznej oraz pomieszczeń sanitarnych.

3. Dane ogólne o budynku.

Projektowany budynek to obiekt składający się z Sali gimnastycznej głównej z pomieszczeń magazynowych i sanitarnych, zaplecze noclegowe oraz z istniejących w budynku szkoły pomieszczeń odnowy biologicznej i salki treningowej.

4. Opis przyjętych rozwiązań dla instalacji wentylacji mechanicznej.

- Instalację wentylacyjną podzielono na niezależne układy nawiewno-wywiewne i wywiewne. Umożliwia to korzystanie z każdego segmentu obiektu w różnym czasie, co będzie miało istotny wpływ na koszty eksploatacji.

Przyjęto następujący podział na układy wentylacyjne:

- sala główna,
- zaplecze,
- zaplecze noclegowe,
- szatnie i węzły sanitarne,
- istniejące pomieszczenia w budynku szkoły.

5. Dobór urządzeń wentylacji mechanicznej.

5.1. Dobór urządzeń dla układu nawiewno-wywiewnego N1-C,N1,W1,W2.

Układ N1-C,N1,W1,W2 obsługiwać będzie pomieszczenie zlokalizowane na parterze. W ich skład wchodzi trzy szatnie oraz trzy węzły sanitarne.

Ilość powietrza wentylacyjnego dla pomieszczeń zaplecza socjalnego obliczono przy założeniu 5w/h dla natrysków i 4 w/h dla szatni. Założono podciśnienie w ilości 10%.

$$V = 1920 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dla tak określonych ilości powietrza wentylacyjnego oraz dla oporów przepływu przez układ kanałów wentylacyjnych dobrano nawiewną centrale wentylacyjną, podwieszoną typ VS15, 230 V, $Q = 1920 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 200 \text{ Pa}$, nagrzewnica wodna o mocy 26,0 kW. Wywiew powietrza za pomocą dwóch wentylatorów dachowych DAs 250/900 P2 o wydajności $1000 \text{ m}^3/\text{h}$. Wentylator poprzedzony jest tłumikiem opływowym TOS-250.

5.2. Dobór urządzeń dla układu nawiewno- wywiewnego NW1.

Ilość powietrza wentylacyjnego dla Sali głównej obliczono przy następujących założeniach:

- ilość powietrza dla jednego widza – $30 \text{ m}^3/\text{h}$
- ilość powietrza dla jednego sportowca – $50 \text{ m}^3/\text{h}$.

Zakładam udział 30 sportowców i 459 widzów.

Ilość powietrza wentylacyjnego:

$$V = 30 \times 50 + 459 \times 30 = 15270 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dobrano trzy centrale nawiewno-wywiewne z wymiennikiem krzyżowym typu RoofVent LHW-S-6/B wielkość 5 – wykonanie długie, o wydajności po $5500 \text{ m}^3/\text{h}$. Każda nawiewa $5500 \text{ m}^3/\text{h}$ powietrza świeżego.

Ilość ciepła do ogrzania powietrza:

$$Q = 16500 \times 0,34 \times 40 = 224400 \text{ W}$$

Zakładając odzysk ciepła wydajność nagrzewnic w centralach wyniesie po:

$$Q_n = 55,0 \text{ kW}$$

Fabrycznie centrala LHW-S-6/B wyposażona jest w 1 nawiewnik wirowy. Dla przedmiotowej instalacji należy zamówić centralę z 2 nawiewnikami wirowymi $\varnothing 500$ sterowanymi pilotem. Parametry zasilania nagrzewnic wodnych wynoszą $\Delta t = 80/60^\circ\text{C}$

W celu przewietrzenia hali zaprojektowano dodatkowa 6 szt. wentylatorów ściennych typu HXTR/6-630 f-my Venture Industries o wydajności każdy $V = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$ zamontowanych nad trybunami w ścianie zewnętrznej. Wentylator należy zabezpieczyć żaluzją od zewnątrz i siatką od środka pomieszczenia. Wentylatory załączane będą po dwa. Wraz z załączeniem wentylatorów automatycznie zostaną uchylone okna znajdujące się po przeciwnej stronie sali gimnastycznej

5.3. Dobór urządzeń dla układu nawiewno-wywiewnego N2-C,N2,W4.

Układ N2-C,N2,W4 obsługiwać będzie pomieszczenie zlokalizowane na piętrze-sala konferencyjna.

Ilość powietrza wentylacyjnego dla pomieszczeń sali konferencyjnej obliczono przy założeniu 4w/h.

$$V = 1350 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dla tak określonych ilości powietrza wentylacyjnego oraz dla oporów przepływu przez układ kanałów wentylacyjnych dobrano nawiewną centrale wentylacyjną, podwieszoną typ VS10, 230 V, $Q = 1350 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 200 \text{ Pa}$, nagrzewnica wodna o mocy 18,5 kW. Wywiew powietrza za pomocą wentylatora dachowego DAs 315/900 P2 o wydajności $1350 \text{ m}^3/\text{h}$. Wentylator poprzedzony jest tłumikiem opływowym TOS-315.

5.4. Dobór urządzeń dla układu nawiewno-wywiewnego N3-C,N3,W5.

Układ N3-C,N3,W5 obsługiwać będzie pomieszczenie zlokalizowane w części istniejącej szkoły

Ilość powietrza wentylacyjnego dla pomieszczeń obliczono przy założeniu 5w/h dla pomieszczeń odnowy biologicznej i dwie wymiany dla sali treningowej.

$$V = 1440 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dla tak określonych ilości powietrza wentylacyjnego oraz dla oporów przepływu przez układ kanałów wentylacyjnych dobrano nawiewną centrale wentylacyjną, podwieszoną typ VS10, 230 V, $Q = 1440 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p = 200 \text{ Pa}$, nagrzewnica wodna o mocy 19,4 kW. Wywiew powietrza za pomocą wentylatora dachowego DAs 315/900 P2 o wydajności $1440 \text{ m}^3/\text{h}$. Wentylator poprzedzony jest tłumikiem opływowym TOS-315.

5.5. Dobór urządzeń dla układu wywiewnego W3.

Układ wentylacyjny W3 obsługiwać będzie pomieszczenie magazynowe.

Ilość powietrza wentylacyjnego dla pomieszczenia sali wynosi:

$$V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nawiew powietrza nastąpi poprzez nawiewniki okienne i infiltrację

Dla takiej ilości powietrza dobrano wentylator dachowy DAs-160/900 firmy UNIWERSAL. o wydajności $V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ i sprężu $\Delta p = 120 \text{ Pa}$.

5.6. Dobór urządzeń dla układu wywiewnego W6.

Układ wentylacyjny W6 obsługiwać będzie pomieszczenie sceny na parterze.

Ilość powietrza wentylacyjnego dla pomieszczenia sceny wynosi:

$$V = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nawiew powietrza nastąpi z przestrzeni sali gimnastycznej.

Dla takiej ilości powietrza dobrano 2 wentylatory DAs-200/900 firmy UNIWERSAL o wydajności $V=500\text{m}^3/\text{h}$ każdy.

5.7. Dobór urządzeń dla układu wywiewnego z pomieszczeń sanitarnych na parterze i w części noclegowej na drugim piętrze.

Do wentylacji sanitariatów na parterze i piętrze zaprojektowano nasady wentylacyjne „FENKO” f-my UNIWERSAL. Charakteryzują się one cichą pracą oraz bardzo małym poborem prądu. Nasady wentylacyjne należy zamontować na podstawach z laminatu f-my UNIWERSAL.

Na pozostałych przewodach kominowych należy zamontować wywietrzaki grawitacyjne typu ZEFIR 150 f-my UNIWERSAL montowanych na specjalnych podstawach, wykonanych z laminatu.

6. Uwagi dotyczące wykonania instalacji.

Instalację wentylacyjną wykonać z kanałów i kształtek z blachy stalowej ocynkowanej typu A/I. I SPIRO.

Łączenie kanałów i kształtek oraz innych elementów instalacji kołnierzami typu A z obrzeży firmy "Mez" lub "Gebhardt".

Podwieszanie kanałów za pomocą elementów zawieszonych typu "L" i "Z".

Odcinki kanałów łączące nawiewnik z kanałem wykonać z aluminiowych półelastycznych przewodów wentylacyjnych „Alumflex” prod. „Koss” montując je w sposób zgodny z zaleceniami ich producenta. Podstawy dachowe mocować do konstrukcji wyniesionych ponad połac dachu wykonanych zgodnie z projektem architektoniczno- budowlanym. Zaizolować należy podstawy dachowe wełną mineralną o gr. 50mm w celu uniemożliwienia wykraplania się wilgoci.

Regulację instalacji przeprowadzić po jej zmontowaniu za pomocą przepustnic kanałowych, przepustnic w skrzynkach rozprężnych i przy kratkach wentylacyjnych.

Kanały wentylacyjne na odcinkach od czerpni powietrza do central zaizolować termicznie matami lamelowymi z wełny mineralnej grub. 50 mm na płaszczy z folii aluminiowej np. firmy "Gullfiber". Kanały nawiewne biegnące przez korytarz zaizolować wełną mineralną lamellamat o gr. 30mm. Mocowanie mat do kanałów wentylacyjnych za pomocą kołków i zapinek oraz za pomocą taśmy klejącej aluminiowej. Kanały przy przejściach przez przegrody budowlane izolować za pomocą elastycznych otulin ze spienionego polietylenu lub styropianu.

Centrale wyposażone będą w sekcje:

- filtrowania
- wentylacyjne

- nagrzewnice wodną.

W zakresie dostawy znajdują się także króćce elastyczne oraz przepustnice wentylacyjne z siłownikami na wlocie do central.

Do central tych dostarczona będzie także automatyka, w skład której wchodzić będą:

- siłownik przepustnicy
- presostaty filtra i wentylatora
- kanałowy czujnik temperatury
- mikroprocesorowy regulator pomieszczeniowy z czujnikiem temperatury
- rozdzielnica zasilająco-sterownicza.
- zawór trójdrożny
- regulator obrotów.

Centrale wentylacyjne VS10 i VS15 będą połączone z wentylatorami dachowymi poprzez bezpotencjałowe styki. Załączenie centrali spowoduje automatyczne uruchomienie wentylatora dachowego. Istnieje możliwość ustawienia połowy wydajności urządzeń poprzez przełączenie centrali na I bieg. Osiągniemy wtedy połowę wydajności. Opcję tą można stosować w przypadku mniejszej ilości osób ćwiczących na sali.

7. Opis przyjętych rozwiązań dla wentylacji pomieszczeń higieniczno- sanitarnych.

W pomieszczeniach higieniczno- sanitarnych (łazienki ogólnodostępne) przewiduje się czasowe działanie wentylacji wspomagającej działanie wentylacji grawitacyjnej w postaci nasad wentylacyjnych „FENKO” zamontowanych na wylotach z kanałów wentylacyjnych murowanych uruchamianych wraz z włączeniem oświetlenia pomieszczenia i działające przez ok. 5min po zgaszeniu oświetlenia.

8. Uwagi końcowe.

Próbę szczelności oraz całość robót wykonać zgodnie z:

1. Rozporządzeniem Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002 r. w sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. nr 75 z 15.06.2002 r. poz. 690),
2. Warunkami Technicznymi Wykonania i Odbioru Robót Budowlano-Montażowych. Tom II „Instalacje Sanitarne i Przemysłowe”.
3. Wytycznymi producentów urządzeń i materiałów.

Wymiary kanałów wentylacyjnych należy sprawdzić i ewentualnie skorygować na budowie dostosowując je do rzeczywistych wymiarów przegród budowlanych.

Uruchomienia i regulacji central wentylacyjnych powinien dokonać serwis firmowy VTS CLIMA i f-ma HOVAL..

4. Instrukcja obsługi i eksploatacji zostanie dostarczona razem z dostawą urządzeń od producenta.

9. Charakterystyka instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania, ciepła technologicznego, ciepłej wody oraz węzła cieplnego.

- zapotrzebowanie ciepła pokrywanego przez grzejniki $Q=120000W$
- system ogrzewania: wodne, pompowe, rozdział dolny
- temperatura obliczeniowa zewnętrzna $t_z = -20^{\circ}C$
- parametry czynnika grzeijnego $t_z/t_p = 80/60^{\circ}C$
- temperatury wewnętrzne wg PN
- zapotrzebowanie ciepła dla celów c.t. $Q_{c.t.} = 195000W$
- zapotrzebowanie ciepła dla celów c.w.u. $Q_{c.t.} = 150000W$

10. Instalacja ciepła technologicznego

Instalację ciepła technologicznego opracowano na podstawie "P.T. Wentylacji mechanicznej". Instalacja dostarczać będzie ciepło do nagrzewnic umieszczonych w centralach wentylacyjnych. Podłączenie nagrzewnic należy wykonać dopiero, gdy zostanie zamontowana centrala wentylacyjna i zgodnie z instrukcją producenta. Rurociąg c.t. prowadzić obok przewodów c.o. ze spadkiem do węzła cieplnego. Odpowietrzenie układu odpowietrznikami automatycznymi.

Próby, zabezpieczenie antykorozyjne, izolacja i itp. jak instalacja c.o.

Do średnicy Dn 50 stosować armaturę mufową, powyżej kołnierzową.

Izolację termiczną wykonać zgodnie z normą PN-B-02421:2000 z zastosowaniem elementów izolacyjnych prefabrykowanych wykonanych z pianki poliuretanowej.

11. Projektowany węzeł cieplny dla celów c.o. i c.w.u.

Temperatura wody sieciowej wynosi $135/75^{\circ}C$,
parametry temperatury wody grzewczej wynoszą $t_z/t_p = 80/60^{\circ}C$.
Zapotrzebowanie mocy cieplnej wynosi:

- | | |
|-----------|--------------------------|
| - c.o.: | $Q_{co.} = 120\ 000\ W$ |
| - c.t.: | $Q_{co.} = 195\ 000\ W$ |
| - c.w.u.: | $Q_{cwu.} = 150\ 000\ W$ |

Węzeł cieplny wykonany będzie jako węzeł kompaktowy w oparciu o wymienniki płytowe.

W skład węzła wchodzi:

- pompa obiegowa firmy GRUNDFOS
- naczynie typu FLAMCO

- armatura regulacyjna typu DANFOSS
- liczniki energii cieplnej SIEMENS,
- armatura odcinająca kulowa,
- armatura pomiarowa (manometry i termometry).

Układ węzła zaprojektowano z zabezpieczeniem przy pomocy naczynia wzbiorczego zamkniętego typu „FLAMCO” wraz z zaworem bezpieczeństwa. Wszystkie spusty sprowadzić nad posadzkę do jednej rury połączeniowej i odprowadzić do studzienki schładzającej.

Naczynie wzbiorcze przeponowe powinno być umieszczone w pomieszczeniu węzła ciepłego i połączone za pomocą rury wzbiorczej z przewodem powrotnym instalacji centralnego ogrzewania za zaworami odcinającymi wymiennik ciepła. Temperatura pomieszczenia powinna wynosić min. 10°C. Rura wzbiorcza powinna być prowadzona ze spadkiem w jednym kierunku ze spadkiem minimum 5‰. Naczynie wzbiorcze winno być wyposażone w zawór spustowy umożliwiający całkowite opróżnienie rury wzbiorczej i przestrzeni wodnej naczynia i manometr.

Napełnianie i uzupełnianie instalacji c.o. wodą uzdatnioną z powrotu sieci zdalaczynnej.

Wszystkie przewody należy oczyścić z rdzy i zanieczyszczeń do III stopnia czystości i odtłuścić przy pomocy benzyny ekstrakcyjnej. Malowanie wykonać przy użyciu farb podkładowych i nawierzchniowych wg instrukcji KOR-3A dla warunków o podwyższonej temperaturze.

Izolację termiczną wykonać zgodnie z normą PN-B-02421:2000 z zastosowaniem elementów izolacyjnych prefabrykowanych wykonanych z pianki poliuretanowej. Dla ułatwienia identyfikacji przewodów po zaizolowaniu termicznym na zewnętrznych powłokach izolacji należy umieścić kolorowe strzałki oznaczające kierunek przepływu czynnika oraz określić jego parametry.

Co najmniej raz w tygodniu należy poddać instalację c.w.u. dezynfekcji termicznej podwyższając temperaturę c.w.u. do ok. 70°C.

12. Dobór urządzeń węzła $Q = 148,57 + 224,0 + 210,0$ [kW]

OBIEKT: Zespół Szkół Budowlanych
Radom, ul. Kościuszki 7

Parametry wody sieciowej w okresie zimowym	$t_{z1}/t_{p1} = 135/73$ [°C]
Parametry wody sieciowej w okresie letnim	$t_{z2}/t_{p2} = 71/45$ [°C]
Parametry wody instalacyjnej c.o.	$t_{z3}/t_{p3} = 80/60$ [°C]
Parametry wody instalacyjnej c.t.	$t_{z4}/t_{p4} = 80/60$ [°C]
Parametry wody ciepłej i zimnej	$t_{z5}/t_{p5} = 55/10$ [°C]
Ciśnienie statyczne w instalacji c.o.	$p_{st} = 0,5$ [bar]
Ciśnienie statyczne w instalacji c.t.	$p_{st} = 1,0$ [bar]
Opory instalacji centralnego ogrzewania – obieg Nr 1	$H_{i\ c.o.1} = 30,0$ [kPa]
Opory instalacji centralnego ogrzewania – obieg Nr 2	$H_{i\ c.o.2} = 30,0$ [kPa]
Opory instalacji centralnego ogrzewania – obieg Nr 3	$H_{i\ c.o.3} = 20,0$ [kPa]

Opory instalacji centralnego ogrzewania – obieg Nr 4	$H_{i\ c.o.4} = 30,0 \text{ [kPa]}$
Opory instalacji ciepła technologicznego	$H_{i\ c.t.} = 50,0 \text{ [kPa]}$
Opory instalacji cyrkulacji ciepłej wody	$H_{i\ c.w.u.} = 30,0 \text{ [kPa]}$
Pojemność zładu instalacji c.o.	$V_1 = 2.480 \text{ [dm}^3\text{]}$
Pojemność zładu instalacji c.t.	$V_2 = 900 \text{ [dm}^3\text{]}$

12.1. Zestawienie przepływów i strat ciśnienia.

Przepływ sieciowy w okresie zimowym	$G_s = \frac{0,86 \times 582,57}{(135 - 73) \times 0,9602} = 8,416 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ sieciowy c.o. w okresie zimowym	$G_{s\ c.o.} = \frac{0,86 \times 148,57}{(135 - 73) \times 0,9602} = 2,146 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ sieciowy c.t. w okresie zimowym	$G_{s\ c.t.} = \frac{0,86 \times 224,0}{(135 - 73) \times 0,9602} = 3,236 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ sieciowy c.w.u. w okresie zimowym	$G_{s1\ c.w.u.} = \frac{0,86 \times 210,0}{(135 - 73) \times 0,9602} = 3,034 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ sieciowy c.w.u. w okresie letnim	$G_{s2\ c.w.u.} = \frac{0,86 \times 210,0}{(71 - 45) \times 0,9912} = 7,008 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.o. – sumaryczny	$G_{i\ c.o.} = \frac{0,86 \times 148,57}{(80 - 60) \times 0,9778} = 6,534 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.o. – obieg Nr 1	$G_{i\ c.o.1} = \frac{0,86 \times 45,12}{(80 - 60) \times 0,9778} = 1,984 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.o. – obieg Nr 2	$G_{i\ c.o.2} = \frac{0,86 \times 62,8}{(80 - 60) \times 0,9778} = 2,762 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.o. – obieg Nr 3	$G_{i\ c.o.3} = \frac{0,86 \times 8,45}{(80 - 60) \times 0,9778} = 0,372 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.o. – obieg Nr 4	$G_{i\ c.o.4} = \frac{0,86 \times 32,2}{(80 - 60) \times 0,9778} = 1,416 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.t.	$G_{i\ c.t.} = \frac{0,86 \times 224,0}{(80 - 60) \times 0,9778} = 9,851 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Przepływ instalacyjny c.w.u.	$G_{i\ c.w.u.} = \frac{0,86 \times 210,0}{(55 - 10) \times 0,9949} = 4,034 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Straty na wymienniku c.o. po stronie sieciowej	$H_{w.s\ c.o.} = 2,1 \text{ [kPa]}$
Straty na wymienniku c.o. stronie instalacyjnej	$H_{w.i\ c.o.} = 14,8 \text{ [kPa]}$
Straty na wymienniku c.t. po stronie sieciowej	$H_{w.s\ c.t.} = 2,1 \text{ [kPa]}$
Straty na wymienniku c.t. stronie instalacyjnej	$H_{w.i\ c.t.} = 14,8 \text{ [kPa]}$
Straty na wymienniku c.w.u. po stronie sieciowej w zimie	$H_{w.s.1\ c.w.u.} = 3,3 \text{ [kPa]}$
Straty na wymienniku c.w.u. po stronie sieciowej w lecie	$H_{w.s.2\ c.w.u.} = 14,4 \text{ [kPa]}$
Straty na wymienniku c.w.u. stronie instalacyjnej	$H_{w.i\ c.w.u.} = 5,0 \text{ [kPa]}$

Opory na orurowaniu w obrębie kompaktu

$$H_r = 5,0 \text{ [kPa]}$$

12.2. Dobór pompy rozdzielaczowej.

$$G_{i.c.o.} = 6,534 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na wymienniku po stronie instalacyjnej

$$H_{w.i. c.o.} = 14,8 \text{ [kPa]}$$

Straty ciśnienia w węźle

$$H_{w\acute{e}z\acute{e}la} = 5,0 \text{ [kPa]}$$

Wysokość podnoszenia pompy $H_{p1} = H_{w.i. c.o.} + H_{w\acute{e}z\acute{e}la} = 19,8 \text{ [kPa]}$

Dobrano pompę obiegową WILO typu Stratos 30/1-8.

12.3. Obieg Nr 1 ($Q = 45,12 \text{ [kW]}$).

12.3.1. Dobór zaworu trójdrogowego.

$$G_{i.c.o.1} = 1,984 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Na podstawie wytycznych firmy DANFOSS dobrano zawór trójdrogowy typu VRG-3 □ 20 [mm] $K_v = 6,3 \text{ [m}^3/\text{h]}$ z siłownikiem AMV25.

Strata ciśnienia na zaworze trójdrogowym:

$$H_{z.t.1} = \left(\frac{G_{i.c.o.1}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 9,92 \text{ [kPa]}$$

12.3.2. Dobór pompy obiegowej.

$$G_{i.c.o.1} = 1,984 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na zaworze trójdrogowym

$$H_{z.t.1} = 9,92 \text{ [kPa]}$$

Straty na instalacji wewnętrznej c.o. – obieg Nr 1

$$H_{i.c.o.1} = 30,0 \text{ [kPa]}$$

Straty ciśnienia w węźle

$$H_{w\acute{e}z\acute{e}la} = 5,0 \text{ [kPa]}$$

Wysokość podnoszenia pompy $H_{p1} = H_{z.t.1} + H_{i.c.o.1} + H_{w\acute{e}z\acute{e}la} = 44,92 \text{ [kPa]}$

Dobrano pompę obiegową WILO typu Stratos 25/1-6.

12.4. Obieg Nr 2 ($Q = 62,8 \text{ [kW]}$).

12.4.1. Dobór zaworu trójdrogowego.

$$G_{i.c.o.2} = 2,762 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Na podstawie wytycznych firmy DANFOSS dobrano zawór trójdrogowy typu VRG-3 □ 25 [mm] $K_v = 10,0 \text{ [m}^3/\text{h]}$ z siłownikiem AMV25.

Strata ciśnienia na zaworze trójdrogowym:

$$H_{z.t.2} = \left(\frac{G_{i.c.o.2}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 7,63 \text{ [kPa]}$$

12.4.2. Dobór pompy obiegowej.

$$G_{i.c.o.2} = 2,762 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$\text{Straty na zaworze trójdrogowym} \quad H_{z.t.2} = 7,63 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty na instalacji wewnętrznej c.o. – obieg Nr 2} \quad H_{i.c.o.2} = 30,0 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty ciśnienia w węźle} \quad H_{w\acute{e}z\acute{a}} = 5,0 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Wysokość podnoszenia pompy } H_{p2} = H_{z.t.2} + H_{i.c.o.2} + H_{w\acute{e}z\acute{a}} = 42,63 \text{ [kPa]}$$

Dobrano pompę obiegową WILO typu Stratos 25/1-6.

12.5. Obieg Nr 3 (Q = 8,45 [kW]).

12.5.1. Dobór zaworu trójdrogowego.

$$G_{i.c.o.3} = 0,372 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Na podstawie wytycznych firmy DANFOSS dobrano zawór trójdrogowy typu VRG-3 □ 15 [mm] $K_v = 1,6 \text{ [m}^3/\text{h]}$ z siłownikiem AMV25.

Strata ciśnienia na zaworze trójdrogowym:

$$H_{z.t.3} = \left(\frac{G_{i.c.o.3}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 5,41 \text{ [kPa]}$$

12.5.2. Dobór pompy obiegowej.

$$G_{i.c.o.3} = 0,372 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$\text{Straty na zaworze trójdrogowym} \quad H_{z.t.3} = 5,41 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty na instalacji wewnętrznej c.o. – obieg Nr 3} \quad H_{i.c.o.3} = 20,0 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty ciśnienia w węźle} \quad H_{w\acute{e}z\acute{a}} = 5,0 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Wysokość podnoszenia pompy } H_{p3} = H_{z.t.3} + H_{i.c.o.3} + H_{w\acute{e}z\acute{a}} = 30,41 \text{ [kPa]}$$

Dobrano pompę obiegową WILO typu Stratos ECO 25/1-5.

12.6. Obieg Nr 4 (Q = 32,2 [kW]).

12.6.1. Dobór zaworu trójdrogowego.

$$G_{i.c.o.2} = 1,416 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Na podstawie wytycznych firmy DANFOSS dobrano zawór trójdrogowy typu VRG-3 □ 20 [mm] $K_v = 6,3 \text{ [m}^3/\text{h]}$ z siłownikiem AMV25.

Strata ciśnienia na zaworze trójdrogowym:

$$H_{z.t.4} = \left(\frac{G_{i.c.o.4}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 5,05 \text{ [kPa]}$$

12.6.2. Dobór pompy obiegowej.

$$G_{i.c.o.4} = 1,416 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na zaworze trójdrogowym $H_{z.t.4} = 5,05 \text{ [kPa]}$

Straty na instalacji wewnętrznej c.o. – obieg Nr 4 $H_{i.c.o.4} = 30,0 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia w węźle $H_{węzła} = 5,0 \text{ [kPa]}$

Wysokość podnoszenia pompy $H_{p4} = H_{z.t.4} + H_{i.c.o.4} + H_{węzła} = 40,05 \text{ [kPa]}$

Dobrano pompę obiegową WILO typu Stratos 25/1-6.

12.7. Dobór pompy obiegowej c.t..

$$G_{i.c.t.} = 9,851 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na wymienniku po stronie instalacyjnej $H_{w.i.c.t.} = 14,8 \text{ [kPa]}$

Straty na instalacji wewnętrznej c.t. $H_{i.c.t.} = 50,0 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia w węźle $H_{węzła} = 5,0 \text{ [kPa]}$

Wysokość podnoszenia pompy $H_{p1} = H_{w.i.c.t.} + H_{i.c.t.} + H_{węzła} = 69,8 \text{ [kPa]}$

Dobrano pompę obiegową WILO typu TOP-S 40/10.

12.8. Dobór pompy cyrkulacyjnej c.w.u.

$$G_{i.c.w.u.} = 4,034 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{cyrk} = 0,3 \times G_{i.c.w.u.} = 0,3 \times 4,034 = 1,210 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Opory instalacji cyrkulacji ciepłej wody $H_{i.c.w.u.} = 30,0 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia w węźle $H_{węzła} = 5,0 \text{ [kPa]}$

Wysokość podnoszenia pompy $H_p = H_{w.i.c.w.u.} + H_{węzła} = 35,0 \text{ [kPa]}$

Dobrano pompę cyrkulacyjną WILO typu TOP-Z 25/6.

12.9. Dobór regulatora pogodowego.

Dla regulacji obiegu c.w.u. i pierwotnego c.o. dobrano regulator pogodowy DANFOSS typu ECL Comfort 300 z kartą C66. Dla regulacji obiegów wtórnych c.o. Nr 1 i 2 dobrano regulator pogodowy DANFOSS typu ECL Comfort 300 z kartą C60. Dla regulacji obiegów wtórnych c.o. Nr 3 i 4 dobrano regulator pogodowy DANFOSS typu ECL Comfort 300 z kartą C60. Dla regulacji obiegu c.t. dobrano regulator stałoparametrowy DANFOSS typu ECL Comfort 200 z kartą P16. Regulatory współpracować będą z czujką temperatury zewnętrznej typu ESMT i czujkami zanurzeniowymi c.o., c.t. i c.w.u. typu ESMU-100.

12.10. Dobór ciepłomierza.

$$G_s = 8,416 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{s2 \text{ c.w.u.}} = 7,008 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano ciepłomierz ultradźwiękowy SIEMENS typu 2WR5 o przepływie nominalnym 10,0 [m³/h], $K_v = 28,0 \text{ [m}^3/\text{h}]$.

Straty ciśnienia na liczniku ciepła c.o. w zimie $H_{l.c.1} = 9,03 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia na liczniku ciepła c.o. w lecie $H_{l.c.2} = 6,26 \text{ [kPa]}$

12.11. Dobór filtroomulnika magnetycznego.

$$G_s = 8,416 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{s2 \text{ c.w.u.}} = 7,008 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano filtroomulnik magnetyczny THERMO typu FO2M-65 o współczynniku $K_v = 80,0 \text{ [m}^3/\text{h}]$.

Straty ciśnienia na filtroomulniku – w zimie $H_{f.m.1} = 1,11 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia na filtroomulniku – w lecie $H_{f.m.2} = 0,77 \text{ [kPa]}$

12.12. Dobór filtra siatkowego.

$$G_s = 8,416 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{s2 \text{ c.w.u.}} = 7,008 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano filtr siatkowy kołnierzowy typu FS-1 DN65 o współczynniku $K_v = 86,9 \text{ [m}^3/\text{h}]$.

Straty ciśnienia na filtrze siatkowym w okresie zimowym $H_{fs.1} = 0,94 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia na filtrze siatkowym w okresie letnim $H_{fs.2} = 0,65 \text{ [kPa]}$

12.13. Dobór zaworu regulacyjnego c.o..

$$G_{s \text{ c.o.}} = 2,146 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na wymienniku po stronie sieciowej $H_{w.s \text{ c.o.}} = 2,1 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia na orurowaniu wężła $H_r = 5,0 \text{ [kPa]}$

Całkowita strata ciśnienia $\square H_{z.r. \text{ c.o.}} = H_{w.s \text{ c.o.}} + H_r = 7,1 \text{ [kPa]}$

$$\square H_{100} = 2,7 \times \square H_{z.r. \text{ c.o.}} = 19,17 \text{ [kPa]}$$

$$K_v = \frac{10 \times G_{s \text{ c.o.}}}{\sqrt{\Delta H_{100}}} = 4,901 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano zawór regulacyjny c.o. DANFOSS typu VM2 $\square 25 \text{ [mm]}$ $K_v = 6,3 \text{ [m}^3/\text{h}]$ z siłownikiem AMV23.

Strata ciśnienia na zaworze regulacyjnym

$$H_{z.r. \text{ c.o.}} = \left(\frac{G_{s \text{ c.o.}}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 11,60 \text{ [kPa]}$$

Prędkość przepływu przez zawór regulacyjny c.o.:

$$v = \frac{4 \times G_{s.c.o.}}{3.600 \times \pi \times d^2} = \frac{4 \times 2,146}{3.600 \times \pi \times (0,025)^2} = 1,21 \text{ [m/s]}$$

12.14. Dobór zaworu regulacyjnego c.t..

$$G_{s.c.t.} = 3,236 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na wymienniku po stronie sieciowej $H_{w.s.c.t.} = 2,1 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia na orurowaniu węzła $H_r = 5,0 \text{ [kPa]}$

Całkowita strata ciśnienia $\square H_{z.r.c.o.} = H_{w.s.c.t.} + H_r = 7,1 \text{ [kPa]}$

$$\square H_{100} = 2,7 \times \square H_{z.r.c.t.} = 19,17 \text{ [kPa]}$$

$$K_v = \frac{10 \times G_{s.c.t.}}{\sqrt{\Delta H_{100}}} = 7,391 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano zawór regulacyjny c.t. DANFOSS typu VM2 □ 32 [mm] $K_v = 10,0 \text{ [m}^3/\text{h]}$ z siłownikiem AMV20.

Strata ciśnienia na zaworze regulacyjnym

$$H_{z.r.c.t.} = \left(\frac{G_{s.c.t.}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 10,47 \text{ [kPa]}$$

Prędkość przepływu przez zawór regulacyjny c.t.:

$$v = \frac{4 \times G_{s.c.t.}}{3.600 \times \pi \times d^2} = \frac{4 \times 3,236}{3.600 \times \pi \times (0,032)^2} = 1,12 \text{ [m/s]}$$

12.15. Dobór zaworu regulacyjnego c.w.u.

$$G_{s1.c.w.u.} = 3,034 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{s2.c.w.u.} = 7,008 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na wymienniku c.w.u. po stronie sieciowej w lecie $H_{w.s.2.c.w.u.} = 14,4 \text{ [kPa]}$

Straty ciśnienia na orurowaniu węzła $H_r = 5,0 \text{ [kPa]}$

Całkowita strata ciśnienia $\square H_{z.r.c.w.u.} = H_{w.s.c.w.u.} + H_r = 19,4 \text{ [kPa]}$

$$\square H_{100} = 2,7 \times \square H_{z.r.c.w.u.} = 52,38 \text{ [kPa]}$$

$$K_v = \frac{10 \times G_{s2.c.w.u.}}{\sqrt{\Delta H_{100}}} = 9,683 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano zawór regulacyjny c.o. DANFOSS typu VM2 □ 32 [mm] $K_v = 10,0 \text{ [m}^3/\text{h]}$ z siłownikiem AMV33.

Strata ciśnienia na zaworze regulacyjnym w okresie zimowym

$$H_{z.r.c.w.u.1} = \left(\frac{G_{s1.c.w.u.}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 9,21 \text{ [kPa]}$$

Strata ciśnienia na zaworze regulacyjnym w okresie letnim

$$H_{Z.r. c.w.u.2} = \left(\frac{G_{s2 c.w.u.}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 49,11 \text{ [kPa]}$$

Prędkość przepływu przez zawór regulacyjny c.w.u. w zimie:

$$v = \frac{4 \times G_{s2 c.w.u.}}{3.600 \times \pi \times d^2} = \frac{4 \times 3,034}{3.600 \times \pi \times (0,032)^2} = 1,04 \text{ [m/s]}$$

Prędkość przepływu przez zawór regulacyjny c.w.u. w lecie:

$$v = \frac{4 \times G_{s2 c.w.u.}}{3.600 \times \pi \times d^2} = \frac{4 \times 7,008}{3.600 \times \pi \times (0,032)^2} = 2,42 \text{ [m/s]}$$

12.16. Zestawienie oporów w obiegu c.o., c.t. i c.w.u..

Strata w obiegu c.o.

$$\square p_{c.o.} = H_{Z.r. c.o.} + H_{w.s. c.o.} + H_{f.m.1} + H_{f.s.1} + H_{l.c.1} + H_r$$

$$\square p_{c.o.1} = 11,60 + 2,1 + 1,11 + 0,94 + 9,03 + 5,0 = 29,78 \text{ [kPa]}$$

Strata w obiegu c.o. – przepływ przez I° wymiennika c.w.u.

$$\square p_{c.o.2} = H_{Z.r. c.o.} + H_{w.s. c.o.} + H_{w.s.1 c.w.u.} + H_{f.m.1} + H_{f.s.1} + H_{l.c.1} + H_r$$

$$\square p_{c.o.2} = 11,60 + 2,1 + 3,3 + 1,11 + 0,94 + 9,03 + 5,0 = 33,08 \text{ [kPa]}$$

Strata w obiegu c.t.

$$\square p_{c.t.} = H_{Z.r. c.t.} + H_{w.s. c.t.} + H_{f.m.1} + H_{f.s.1} + H_{l.c.1} + H_r$$

$$\square p_{c.t.} = 10,47 + 2,1 + 1,11 + 0,94 + 9,03 + 5,0 = 28,65 \text{ [kPa]}$$

Strata w obiegu c.w.u. – zima

$$\square p_{c.w.u.1} = H_{Z.r. c.w.u.1} + H_{w.s.1 c.w.u.} + H_{f.m.1} + H_{f.s.1} + H_{l.c.2} + H_r$$

$$\square p_{c.w.u.1} = 9,21 + 3,3 + 1,11 + 0,94 + 9,03 + 5,0 = 28,59 \text{ [kPa]}$$

Strata w obiegu c.w.u. – lato

$$\square p_{c.w.u.2} = H_{Z.r. c.w.u.2} + H_{w.s.2 c.w.u.} + H_{f.m.2} + H_{f.s.2} + H_{l.c.2} + H_r$$

$$\square p_{c.w.u.2} = 49,11 + 14,4 + 0,77 + 0,65 + 6,26 + 5,0 = 76,19 \text{ [kPa]}$$

12.17. Dobór regulatora różnicy ciśnienia.

$$G_s = 8,416 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Straty na wymienniku c.o. po stronie sieciowej

$$H_{w.s. c.o.} = 2,1 \text{ [kPa]}$$

Straty na wymienniku c.w.u. po stronie sieciowej

$$H_{w.s.1 c.w.u.} = 3,3 \text{ [kPa]}$$

Straty ciśnienia na liczniku ciepła

$$H_{l.c.1} = 6,10 \text{ [kPa]}$$

Straty ciśnienia na filtrodmulniku

$$H_{f.m.1} = 1,68 \text{ [kPa]}$$

Straty ciśnienia na filtrze siatkowym

$$H_{f.s.1} = 1,42 \text{ [kPa]}$$

Straty ciśnienia na orurowaniu węzła

$$H_r = 5,0 \text{ [kPa]}$$

Strata ciśnienia na zaworze regulacyjnym

$$H_{Z.r. c.o.} = 17,66 \text{ [kPa]}$$

Całkowita strata ciśnienia

$$\square H_{r.f.c.} = H_{w.s. c.o.} + H_{w.s.1 c.w.u.} + H_{l.c.1} + H_{f.m.1} + H_{f.s.1} + H_r + H_{Z.r. c.o.} =$$

33,08 [kPa]

$$\square H_{r.f.c.} = 1,4 \times \square H_{r.f.c.} = 46,31 \text{ [kPa]}$$

$$K_v = \frac{10 \times G_s}{\sqrt{\Delta H_{r.f.c.}}} = 12,367 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{s2.c.w.u.} = 7,008 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$\text{Straty na wymienniku po stronie sieciowej} \quad H_{w.s.2.c.w.u.} = 14,4 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty ciśnienia na liczniku ciepła} \quad H_{l.c.2} = 6,26 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty ciśnienia na filtrododmulniku} \quad H_{f.m.2} = 0,77 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty ciśnienia na filtrze siatkowym} \quad H_{f.s.1} = 0,65 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Straty ciśnienia na orurowaniu wężła} \quad H_r = 5,0 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Strata ciśnienia na zaworze regulacyjnym} \quad H_{z.r.c.w.u.2} = 49,11 \text{ [kPa]}$$

$$\text{Całkowita strata ciśnienia} \quad \square H_{r.r.c.} = H_{w.s.2.c.w.u.} + H_{f.m.2} + H_{f.s.2} + H_{l.c.2} + H_r + H_{z.r.c.w.u.2} = 76,19 \text{ [kPa]}$$

$$\square H_{r.r.c.} = 1,4 \times \square H_{r.r.c.} = 106,67 \text{ [kPa]}$$

$$K_v = \frac{10 \times G_{s2.c.w.u.}}{\sqrt{\Delta H_{r.r.c.}}} = 6,785 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano regulator różnicy ciśnienia Danfoss typu AVP \square 40 [mm] $K_v = 16,0 \text{ [m}^3/\text{h]}$ o zakresie nastaw różnicy ciśnienia $0,2 \div 1,0 \text{ [bar]}$.

Strata ciśnienia na regulatorze różnicy ciśnienia w zimie

$$H_{r.r.c.1} = \left(\frac{G_s}{K_v} \right)^2 \times 100 = 27,67 \text{ [kPa]}$$

Strata ciśnienia na regulatorze różnicy ciśnienia w lecie

$$H_{r.r.c.2} = \left(\frac{G_{s2.c.w.u.}}{K_v} \right)^2 \times 100 = 19,18 \text{ [kPa]}$$

Prędkość przepływu przez regulator różnicy ciśnienia w zimie:

$$v = \frac{4 \times G_s}{3.600 \times \pi \times d^2} = \frac{4 \times 8,416}{3.600 \times \pi \times (0,040)^2} = 1,86 \text{ [m/s]}$$

Prędkość przepływu przez regulator różnicy ciśnienia w lecie:

$$v = \frac{4 \times G_{s2.c.w.u.}}{3.600 \times \pi \times d^2} = \frac{4 \times 7,008}{3.600 \times \pi \times (0,040)^2} = 1,55 \text{ [m/s]}$$

12.18. Opór całkowity wężła – przepływ przez wymiennik c.o..

$$\square H_{c.o.} = H_{z.r.c.o.} + H_{w.s.c.o.} + H_{w.s.1.c.w.u.} + H_{l.c.1} + H_{f.m.1} + H_{f.s.1} + H_r + H_{r.r.c.1} = 60,75 \text{ [kPa]}$$

12.19. Opór całkowity wężła – przepływ przez wymiennik c.w.u..

$$\square H_{c.w.u.} = H_{z.r.c.w.u.2} + H_{w.s.2.c.w.u.} + H_{l.c.2} + H_{f.m.2} + H_{f.s.2} + H_r + H_{r.r.c.2} = 95,35 \text{ [kPa]}$$

12.20. Dobór naczynia wzbiorczego – instalacja c.o..

$$\text{Pojemność zładu} \quad V_1 = 2.480,0 \text{ [dm}^3\text{]}$$

$$\text{Gęstość wody instalacyjnej} \quad \square_1 = 0,9997 \text{ [kg/dm}^3\text{]}$$

$$\text{Przyrost objętości właściwej wody instalacyjnej} \quad \square \square = 0,0287 \text{ [dm}^3/\text{kg]}$$

Pojemność użytkowa naczynia	$V_{u1} = V_1 \times \alpha_1 \times \beta_1 = 71,15 \text{ [dm}^3\text{]}$
Ciśnienie statyczne z instalacji c.o.	$p_{st} = 0,5 \text{ [bar]}$
Ciśnienie wstępne w naczyniu wzbiórczym	$p_1 = p_{st} + 0,2 = 0,7 \text{ [bar]}$
do dalszych obliczeń przyjęto	$p_1 = 1,0 \text{ [bar]}$
Maksymalne ciśnienie w naczyniu wzbiórczym	$p_{max1} = 3,0 \text{ [bar]}$
Pojemność całkowita naczynia	$V_{c1} = V_{u1} \times \frac{p_{max1} + 1}{p_{max1} - p_1} = 142,30 \text{ [dm}^3\text{]}$

Dobrano naczynie wzbiórcze przeponowe REFLEX typu N200 o pojemności całkowitej 200 [dm³].

12.21. Dobór rury wzbiórczej.

Średnica wewnętrzna rury wzbiórczej $d = 0,7 \times \sqrt{V_{u1}} = 5,90 \text{ [mm]}$

Dobrano rurę wzbiórczą o średnicy $\phi 25 \text{ [mm]}$.

12.22. Dobór naczynia wzbiórczego – instalacja c.t..

Pojemność zładu	$V_2 = 900,0 \text{ [dm}^3\text{]}$
Gęstość wody instalacyjnej	$\alpha_1 = 0,9997 \text{ [kg/dm}^3\text{]}$
Przyrost objętości właściwej wody instalacyjnej	$\beta_1 = 0,0287 \text{ [dm}^3\text{/kg]}$
Pojemność użytkowa naczynia	$V_{u2} = V_2 \times \alpha_1 \times \beta_1 = 25,82 \text{ [dm}^3\text{]}$
Ciśnienie statyczne z instalacji c.o.	$p_{st2} = 1,0 \text{ [bar]}$
Ciśnienie wstępne w naczyniu wzbiórczym	$p_2 = p_{st2} + 0,2 = 1,2 \text{ [bar]}$
Maksymalne ciśnienie w naczyniu wzbiórczym	$p_{max2} = 3,0 \text{ [bar]}$
Pojemność całkowita naczynia	$V_{c2} = V_{u2} \times \frac{p_{max2} + 1}{p_{max2} - p_2} = 57,38 \text{ [dm}^3\text{]}$

Dobrano naczynie wzbiórcze przeponowe REFLEX typu NG80 o pojemności całkowitej 80 [dm³].

12.23. Dobór rury wzbiórczej.

Średnica wewnętrzna rury wzbiórczej $d = 0,7 \times \sqrt{V_{u2}} = 3,56 \text{ [mm]}$

Dobrano rurę wzbiórczą o średnicy $\phi 25 \text{ [mm]}$.

12.24. Dobór zaworu bezpieczeństwa c.o.

12.24.1. Dobór na pęknięcie rurki wymiennika.

Masowa przepustowość zaworu bezpieczeństwa – zgodnie z PN-B-02414:1999:

$$M = 447,3 \times b \times A \times \sqrt{(p_2 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$b = 2$ – współczynnik zależny od różnicy ciśnień $p_2 - p_1$

$A = 0,000037 \text{ [m}^2\text{]}$ – zgodnie z Aprobata Techniczną Nr AT/96-01-0054-03

$p_2 = 16 \text{ [bar]}$ – ciśnienie nominalne sieci ciepłowniczej

$p_1 = 3 \text{ [bar]}$ – ciśnienie otwarcia zaworu bezpieczeństwa

$\rho = 930,495 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

$$M = 447,3 \times 2 \times 0,000037 \times \sqrt{(16 - 3) \times 930,495} = 3,64 \text{ [kg/s]}$$

Średnica króćca dopływowego zaworu bezpieczeństwa:

$$d_0 = 54 \times \sqrt{\frac{M}{\alpha_c \times \sqrt{p_1 \times \rho}}}$$

gdzie:

α_c – dopuszczalny współczynnik wypływu zaworu dla cieczy

Wstępnie przyjęto zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20 \text{ [mm]}$, współczynnik wypływu $\alpha_{rz} = 0,40$

$$\alpha_c = 0,9 \times \alpha_{rz} = 0,9 \times 0,40 = 0,360$$

$$d_0 = 54 \times \sqrt{\frac{3,64}{0,360 \times \sqrt{3 \times 930,495}}} = 23,62 \text{ [mm]}$$

Przyjęto 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25. Sumaryczna średnica króćców dopływowych zaworów bezpieczeństwa wynosi:

$$\alpha d = \sqrt{2} \times 20 = 28,28 \text{ [mm]} > 23,62 \text{ [mm]}$$

12.24.2. Dobór od mocy wymiennika.

Minimalna przepustowość zaworu bezpieczeństwa wg przepisów DT-UC-90/KW-04 wzór Nr 1, wynosi:

$$m = 3.600 \times \frac{Q}{r} \text{ [kg/h]}$$

$$Q = 148,57 \text{ [kW]}$$

$$r = 2.134 \text{ [kJ/kg]}$$

$$m = 3.600 \times \frac{148,57}{2.134} = 250,63 \text{ [kg/h]}$$

Wstępnie przyjęto zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20 \text{ [mm]}$, współczynnik wypływu $\alpha_{rz} = 0,40$

$$\alpha_c = 0,9 \times \alpha_{rz} = 0,9 \times 0,40 = 0,360$$

$$A = \frac{m}{10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha_c \times \sqrt{p_1 + 0,1}}$$

gdzie:

$$K_1 = 1$$

$$K_2 = 0,54$$

$$p_1 = 1,1 \times 0,3 = 0,33 \text{ [MPa]}$$

$$A = \frac{250,63}{10 \times 1 \times 0,54 \times 0,360 \times \sqrt{0,33 + 0,1}} = 196,61 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Minimalna średnica siedliska:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 196,61}{\pi}} = 15,82 \text{ [mm]}$$

Przyjęto 1 zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25.

12.24.3. Dobór na wypływ wody rurą uzupełniającą zład.

Uzupełnianie wody odbywa się z wodą sieciową przez rurę stalową o średnicy nominalnej DN15 z kryzą o średnicy $D_k = 10 \text{ [mm]}$.

Pole przekroju kryzy DN15:

$$A = \frac{\pi \times (D_k)^2}{4} = \frac{\pi \times (10,0)^2}{4} = 78,52 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Natężenie wypływu rurą DN15:

$$M = 5,03 \times \square_r \times A \times \sqrt{(p_2 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$\square_r = 1$ – współczynnik wypływu dla rury

$p_2 = 1,6 \text{ [MPa]}$ – ciśnienie nominalne sieci ciepłowniczej

$p_1 = 0,3 \text{ [MPa]}$ – ciśnienie po stronie instalacji c.o.

$\square = 930,495 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

$$M = 5,03 \times 1 \times 78,52 \times \sqrt{(1,6 - 0,3) \times 930,495} = 13.736,52 \text{ [kg/h]}$$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa:

$$M_z = 5,03 \times \square_c \times A_z \times \sqrt{(p_2 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$\square_c = 0,4$ – współczynnik wypływu zaworu dla cieczy

$p_2 = 0,33 \text{ [MPa]}$ – ciśnienie zrzutowe

$p_1 = 0 \text{ [MPa]}$ – ciśnienie za zaworem bezpieczeństwa

$\square = 930,495 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

Wstępnie przyjęto zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20 \text{ [mm]}$, współczynnik wypływu $\square_c = 0,40$

Pole przekroju króćca dolotowego zaworu bezpieczeństwa:

$$A_z = \frac{\pi \times (d_w)^2}{4} = \frac{\pi \times (20)^2}{4} = 314,16 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$M_z = 5,03 \times 0,4 \times 314,16 \times \sqrt{(0,33 - 0) \times 930,495} = 11.076,25 \text{ [kg/h]}$$

Ilość zaworów bezpieczeństwa:

$$n = \frac{M}{M_z} = \frac{13.736,52}{11.076,25} = 1,24$$

Przyjęto 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25.

Na podstawie obliczeń w punktach 24.1, 24.2 i 24.3 dobrano 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25.

12.25. Dobór zaworu bezpieczeństwa c.t.

12.25.1. Dobór na pęknięcie rurki wymiennika.

Masowa przepustowość zaworu bezpieczeństwa – zgodnie z PN-B-02414:1999:

$$M = 447,3 \times b \times A \times \sqrt{(p_2 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$b = 2$ – współczynnik zależny od różnicy ciśnień $p_2 - p_1$

$A = 0,000037 \text{ [m}^2\text{]}$ – zgodnie z Aprobata Techniczną Nr AT/96-01-0054-03

$p_2 = 16 \text{ [bar]}$ – ciśnienie nominalne sieci ciepłowniczej

$p_1 = 3 \text{ [bar]}$ – ciśnienie otwarcia zaworu bezpieczeństwa

$\rho = 930,495 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

$$M = 447,3 \times 2 \times 0,000037 \times \sqrt{(16 - 3) \times 930,495} = 3,64 \text{ [kg/s]}$$

Średnica króćca dopływowego zaworu bezpieczeństwa:

$$d_0 = 54 \times \sqrt{\frac{M}{\alpha_c \times \sqrt{p_1 \times \rho}}}$$

gdzie:

α_c – dopuszczalny współczynnik wypływu zaworu dla cieczy

Wstępnie przyjęto zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20 \text{ [mm]}$, współczynnik wypływu $\alpha_{rz} = 0,40$

$$\alpha_c = 0,9 \times \alpha_{rz} = 0,9 \times 0,40 = 0,360$$

$$d_0 = 54 \times \sqrt{\frac{3,64}{0,360 \times \sqrt{3 \times 930,495}}} = 23,62 \text{ [mm]}$$

Przyjęto 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25. Sumaryczna średnica króćców dopływowych zaworów bezpieczeństwa wynosi:

$$\alpha d = \sqrt{2} \times 20 = 28,28 \text{ [mm]} > 23,62 \text{ [mm]}$$

12.25.2. Dobór od mocy wymiennika.

Minimalna przepustowość zaworu bezpieczeństwa wg przepisów DT-UC-90/KW-04 wzór Nr 1, wynosi:

$$m = 3.600 \times \frac{Q}{r} \text{ [kg/h]}$$

$$Q = 224,0 \text{ [kW]}$$

$$r = 2.134 \text{ [kJ/kg]}$$

$$m = 3.600 \times \frac{224,0}{2.134} = 377,88 \text{ [kg/h]}$$

Wstępnie przyjęto zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20$ [mm], współczynnik wypływu $\square_{rz} = 0,40$

$$\square_c = 0,9 \times \square_{rz} = 0,9 \times 0,40 = 0,360$$

$$A = \frac{m}{10 \times K_1 \times K_2 \times \alpha_c \times \sqrt{p_1 + 0,1}}$$

gdzie:

$$K_1 = 1$$

$$K_2 = 0,54$$

$$p_1 = 1,1 \times 0,3 = 0,33 \text{ [MPa]}$$

$$A = \frac{377,88}{10 \times 1 \times 0,54 \times 0,360 \times \sqrt{0,33 + 0,1}} = 296,43 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Minimalna średnica siedliska:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 296,43}{\pi}} = 19,43 \text{ [mm]}$$

Przyjęto 1 zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25.

12.25.3. Dobór na wypływ wody rurą uzupełniającą zład.

Uzupełnianie wody odbywa się z wodą sieciową przez rurę stalową o średnicy nominalnej DN15 z kryzą o średnicy $D_k = 10$ [mm].

Pole przekroju kryzy DN15:

$$A = \frac{\pi \times (D_k)^2}{4} = \frac{\pi \times (10,0)^2}{4} = 78,52 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Natężenie wypływu rurą DN15:

$$M = 5,03 \times \square_r \times A \times \sqrt{(p_2 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$\square_r = 1$ – współczynnik wypływu dla rury

$p_2 = 1,6$ [MPa] – ciśnienie nominalne sieci ciepłowniczej

$p_1 = 0,3$ [MPa] – ciśnienie po stronie instalacji c.o.

$\square = 930,495$ [kg/m³] – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

$$M = 5,03 \times 1 \times 78,52 \times \sqrt{(1,6 - 0,3) \times 930,495} = 13.736,52 \text{ [kg/h]}$$

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa:

$$M_z = 5,03 \times \square_c \times A_z \times \sqrt{(p_2 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$\square_c = 0,4$ – współczynnik wypływu zaworu dla cieczy

$p_2 = 0,33$ [MPa] – ciśnienie zrzutowe

$p_1 = 0$ [MPa] – ciśnienie za zaworem bezpieczeństwa

$\rho = 930,495$ [kg/m³] – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

Wstępnie przyjęto zawór bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20$ [mm], współczynnik wypływu $\square_c = 0,40$

Pole przekroju króćca dolotowego zaworu bezpieczeństwa:

$$A_z = \frac{\pi \times (d_w)^2}{4} = \frac{\pi \times (20)^2}{4} = 314,16 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$M_z = 5,03 \times 0,4 \times 314,16 \times \sqrt{(0,33 - 0) \times 930,495} = 11.076,25 \text{ [kg/h]}$$

Ilość zaworów bezpieczeństwa:

$$n = \frac{M}{M_z} = \frac{13.736,52}{11.076,25} = 1,24$$

Przyjęto 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25.

Na podstawie obliczeń w punktach 25.1, 25.2 i 25.3 dobrano 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 1915 o ciśnieniu otwarcia 3 [bar], DN25.

12.26. Dobór zaworu bezpieczeństwa c.w.u.

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa:

$$G = 1,59 \times \square_{cl} \times b \times F \times \sqrt{(p_3 - p_1) \times \rho}$$

gdzie:

$\square_{cl} = 1$ współczynnik wypływu wody grzejnej dla pękniętej rurki węzownicy wymiennika

$b = 2$ – współczynnik zależny od różnicy ciśnień $p_3 - p_1$

$A = 37$ [mm²] – zgodnie z Aprobata Techniczną Nr AT/96-01-0054-03

$p_3 = 16$ [bar] – ciśnienie nominalne sieci ciepłowniczej

$p_1 = 6$ [bar] – ciśnienie dopuszczalne wymiennika c.w.u.

$\rho = 980,475$ [kg/m³] – gęstość wody przy jej temperaturze obliczeniowej

$$M = 1,59 \times 1 \times 2 \times 37 \times \sqrt{(16 - 6) \times 980,475} = 11.650,57 \text{ [kg/h]}$$

Średnica króćca dopływowego zaworu bezpieczeństwa:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times M}{3,14 \times 1,59 \times \alpha_c \times \sqrt{(1,1 \times p_1 - p_2) \times \rho}}}$$

gdzie:

$$\square_c = 0,35 \times \square$$

$\square = 0,54$ - dopuszczalny współczynnik wypływu zaworu dla par i gazów

Wstępnie dobrano zawór bezpieczeństwa SYR typu 2115 o ciśnieniu otwarcia 6 [bar], DN25, średnica króćca dolotowego $d = 20$ [mm], współczynnik wypływu $\square_{rz} = 0,54$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 11.650,57}{3,14 \times 1,59 \times 0,35 \times 0,54 \times \sqrt{(1,1 \times 6 - 0) \times 980,475}}} = 24,78 \text{ [mm]}$$

Przyjęto 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 2115 o ciśnieniu otwarcia 6 [bar], DN25. Sumaryczna średnica króćców dopływowych zaworów bezpieczeństwa wynosi:

$$\square d = \sqrt{2} \times 20 = 28,28 \text{ [mm]} > 24,78 \text{ [mm]} = d$$

Dobrano 2 zawory bezpieczeństwa SYR typu 2115 o ciśnieniu otwarcia 6 [bar], DN25.

12.27. Dobór wodomierza wody zimnej.

$$G_{i.c.w.u.} = 4,034 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$G_{w.w.z.} = \frac{G_{i.c.w.u.}}{0,6 \div 0,8} = \frac{4,034}{0,6 \div 0,8} = 5,043 \div 6,723 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano wodomierz do wody zimnej POWOGAZ typu JS-6,0 o przepływie nominalnym 6,0 [m³/h].

12.28. Dobór wodomierza uzupełniania zładu c.o..

Przepływ instalacyjny c.o. – sumaryczny:

$$G_{i.c.o.} = 6,534 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Uzupełnianie zładu – w wysokości 1,5 [%] przepływu instalacyjnego c.o..

$$G_{u.c.o.} = 0,015 \times G_{i.c.o.} = 0,015 \times 6,534 = 0,098 \text{ [kg/h]}$$

$$G_{w.u. c.o.} = \frac{G_{u.c.o.}}{0,6 \div 0,8} = \frac{0,098}{0,6 \div 0,8} = 0,123 \div 0,163 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano wodomierz do wody ciepłej POWOGAZ typu JS90-1,5 o przepływie nominalnym 1,5 [m³/h].

12.28. Dobór wodomierza uzupełniania zładu c.t..

Przepływ instalacyjny c.t.:

$$G_{i.c.t.} = 9,851 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Uzupełnianie zładu – w wysokości 1,5 [%] przepływu instalacyjnego c.o..

$$G_{u.c.t.} = 0,015 \times G_{i.c.t.} = 0,015 \times 9,851 = 0,148 \text{ [kg/h]}$$

$$G_{w.u. c.t.} = \frac{G_{u.c.t.}}{0,6 \div 0,8} = \frac{0,148}{0,6 \div 0,8} = 0,185 \div 0,247 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dobrano wodomierz do wody ciepłej POWOGAZ typu JS90-1,5 o przepływie nominalnym 1,5 [m³/h].

13. Płukanie i próby.

Po zmontowaniu instalację należy starannie wypłukać. Po płukaniu wykonać próbę ciśnieniową, rozruch na zimno, a następnie rozruch na gorąco.

14. Uwagi końcowe.

- Po zamontowaniu każdej z instalacji należy dokonać próby działania, a przed oddaniem do eksploatacji dokładnie wyregulować zgodnie z wytycznymi zawartymi w projekcie wykonawczym.
- Należy zastosować materiały i urządzenia posiadające aprobatę techniczną i są dopuszczone do stosowania w budownictwie.

Roboty nie ujęte w dokumentacji a wynikające z technologii budowy, zastosowania materiałów lub montażu urządzeń winny być uwzględnione w kosztorysie ofertowym Wykonawcy, a brak ich wyszczególnienia w dokumentacji nie może stanowić podstawy do roszczeń finansowych Wykonawcy w stosunku do Inwestora lub Biura Projektów. Zakres prac opisanych w P.B. nie może stanowić podstawy do zamawiania materiałów lub określania zakresu prac a P.B. powinien być czytany łącznie z Dokumentacją Wykonawczą.

- **Przejścia instalacji niepalnej przez strefy pożarowe należy zabezpieczyć ogniochronną masą uszczelniającą CP601S firmy HILTI (Certyfikat 152/01 i Aprobata AT-15-3269/98).**

Wykonawca jest całkowicie odpowiedzialny za sprawdzenie zakresu prac, ilości materiałów i urządzeń zgodnie z Dokumentacją na etapie przetargu.

Projektował:

Mirosław Kijak