

ĆWICZENIA AUDYTORYJNE 5

8. Ogrzewanie wodne pompowe.

O zadowalającej pracy instalacji ogrzewania wodnego decyduje nie tylko spełnienie warunku, aby instalacja dostarczała oczekiwaną (obliczeniową) ilość ciepła w warunkach wystąpienia ekstremalnie niskich temperatur zewnętrznych, ale również wtedy, gdy występuje jedynie częściowe obciążenie systemu. Wymaga to, aby zapewnione zostały właściwe rozpręwy czynnika grzejącego do poszczególnych odbiorników (grzejników) zarówno odpowiadające obliczeniowej wydajności cieplnej grzejników, jak i obciążeniom częściowym. W tym celu niezbędne jest wyrównanie oporów hydraulicznych armatury i przewodów rurowych, dokładne dopasowanie zaworów termostatycznych do układu ciśnień w instalacji oraz zapewnienie dużej stateczności hydraulicznej systemu dużej odporności na zaburzenia wywołane zmianą strumienia przepływu)

W dwururowych systemach grzewczych wyodrębnić można liczne punkty rozdzielania się i łączenia strumieni czynnika grzejącego. Liczba obwodów grzewczych jest z reguły określona liczbą grzejników i w każdym z tych równolegle połączonych obwodów ustala się takie natężenie przepływu, że odpowiadające jemu opory przepływu równe są ciśnieniu czynnemu wytworzonemu przez pracującą pompę obiegową.

W wyniku stosowania zaworów termostatycznych strumienie przepływu w instalacji mogą ulegać znaczącym zmianom. Prowadzić to będzie również do wahań ciśnienia. Różnice w obciążeniu odbiorników ciepła powinny być tak kompensowane, aby nie powodowały niekorzystnego wpływu na pracę pozostałych grzejników. W celu uzyskania właściwej stateczności hydraulicznej instalacji projektuje się przewody na stosunkowo niewielkie prędkości przepływu. Opory poziomych przewodów instalacji nie powinny przekraczać 35% całkowitych oporów instalacji. Stosunkowo dużymi oporami cechuje się natomiast sama gałązka przyłączeniowa wraz z grzejnikiem (duży opór zaworu termostatycznego)

8.1. Ciśnienie czynne i opory przepływu

Obliczenia hydrauliczne instalacji c.o. pompowej polegają na określeniu oporów przepływu czynnika grzejącego pomiędzy źródłem ciepła, a grzejnikiem (każdym) i doborze odpowiednio dużej pompy obiegowej, tak aby jej wysokość podnoszenia równoważyła opory przepływu w instalacji przy obliczeniowym strumieniu czynnika grzejącego.

Ze względu na to, że również i w tego typu instalacjach działa tzw. ciśnienie grawitacyjne Δp_{cz} (wzór 7.1) będące skutkiem różnicy gęstości wody o różnych temperaturach może ono być uwzględniane w obliczeniach instalacji pompowej:

$$\Delta p_{pompy} = \Delta p_l + \Delta p_m - 0,75 \Delta p_{cz} \quad (8.1.)$$

gdzie:

Δp_{pompy} – wysokość podnoszenia pompy obiegowej, kPa

Δp_l – opory liniowe obiegu instalacji c.o. wg (7.3), kPa

Δp_m – opory miejscowe obiegu instalacji c.o. wg (7.3), kPa

0,75 – współczynnik uwzględniający zmienność wartości ciśnienia grawitacyjnego wynikający z jakościowej regulacji wydajności cieplnej instalacji c.o.

Δp_{cz} – ciśnienie czynne grawitacyjne określone wg (7.1), kPa

Ponieważ wielkość ciśnienia czynnego jest stosunkowo niewielka, zmienna w sezonie grzewczym, a instalacja c.o. wyposażana powinna być w przygrzewnikowe zawory regulacyjne, w instalacjach “niskich” (kilka kondygnacji) można w zasadzie zrezygnować we wzorze (8.1) z uwzględnienia wpływu ciśnienia grawitacyjnego. W takim przypadku wzór uprości się do postaci:

$$\Delta p_{\text{pompy}} = \Delta p_l + \Delta p_m \quad (8.2.)$$

Opór zaworu termostaticznego jest stosunkowo duży i musi zostać precyzyjnie dobrany, w związku z tym w obliczeniach wyodrębniany jest jako oddzielnie określana wartość Δp_{zaworu} , a wzór na wysokość podnoszenia pompy uzyskuje wówczas postać:

$$\Delta p_{\text{pompy}} = \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{\text{zaworu}} - 0,75 \Delta p_{\text{cz}} \quad (8.3 \text{ a})$$

$$\Delta p_{\text{pompy}} = \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{\text{zaworu}} \quad (8.3 \text{ b})$$

przy czym w tym przypadku Δp_m są oporami miejscowymi obiegu instalacji c.o. bez uwzględnienia w nich oporów zaworu termostaticznego. Użyte powyżej określenie “stosunkowo duży” dotyczące oporu zaworu termostaticznego jest bardzo nieprecyzyjne. W automatyce stosowane jest pojęcie AUTORYTETU zaworu regulacyjnego “a”, który określa udział oporów tego zaworu w całkowitych oporach obiegu, w którym następować będzie zmiana strumienia czynnika w wyniku działania tego zaworu.

$$a = \Delta p_{\text{zaworu}} / (\Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{\text{zaworu}}) \quad (8.4.)$$

Wymagana wielkość autorytetu zależy od charakterystyki hydraulicznej armatury regulacyjnej, dla większości zaworów termostaticznych można go przyjmować w zakresie 0,3-0,7, przy czym mniejsza wartość dotyczy zaworów obiegu grzejnika najniekorzystniej usytuowanego, większa obiegów najkorzystniejszych. Należy pamiętać, że obliczeniowy spadek ciśnienia na zaworze powinien zawierać się w przedziale 4-15 kPa i należy go tak dobrać, aby jego opór wyrównywał sumaryczne straty obiegu do ustalonej wysokości podnoszenia pompy obiegowej. W warunkach innych niż obliczeniowe przyrost oporu na zaworze nie powinien przekraczać 100% wartości obliczeniowej. Zbyt duże spadki ciśnienia, zarówno w warunkach obliczeniowych, a przede wszystkim w pozostałym okresie może być przyczyną szumów lub bardzo uciążliwych pisków (dopuszcza się hałas do poziomu 30-40 dB). Najlepszym rozwiązaniem byłby taki zawór, który przy przyjętej różnicy ciśnień i odchyłce regulacji równej 2 K bez dodatkowych zewnętrznych elementów dławiających gwarantował dopływ czynnika grzejnego w ilości zapewniającej utrzymanie obliczeniowej temperatury w pomieszczeniu. Najczęściej stosuje się jednak rozwiązanie, w którym zawory posiadają wbudowane elementy zwiększające w sposób trwały ich oporność. Zawór z nastawą wstępną zapewnia dużą uniwersalność takiej konstrukcji (produkcja masowa) oraz możliwość korekty oporów instalacji już w trakcie jej eksploatacji.

Znając wartość $(\Delta p_l + \Delta p_m)$ obiegu grzejnika i zakładając np. $a = 0,3$ jesteśmy w stanie po stosownych przekształceniach wzoru (8.4) obliczyć wymaganą minimalnie wartość Δp_{zaworu} .

Dużo bardziej złożonym zagadnieniem niż w przypadku ogrzewań grawitacyjnych jest dobór średnic przewodów instalacji c.o. pompowej, chociaż jednocześnie od strony samych obliczeń dużo prostszym. Problemem jest bowiem kryterium, wg którego dokonywany jest ten dobór. Z jednej strony zmniejszenie średnicy i wzrost prędkości przepływu powoduje redukcję kosztów inwestycyjnych, z drugiej strony wzrasta ryzyko szumów, “wypłukiwania”

wewnętrznej powłoki ochronnej elementów instalacji w wyniku ciągłego przepływu wody (instalacje miedziane), a przede wszystkim rosną opory przepływu i koszt energii elektrycznej pobieranej przez pompę obiegową. W praktyce obliczeniowej instalacji wyposażonych w zawory termostatyczne kryterium doboru średnicy przewodu na warunek prędkości określony wzorem:

$$w \leq d \quad (8.5)$$

gdzie:

w – prędkość przepływu czynnika grzeijnego przy przepływie obliczeniowym, m/s

d – średnica nominalna przewodu w dcm

Przykładowo, dla średnicy $d_n = 15 \text{ mm}$ (0,15 dcm) prędkość nie powinna przekraczać 0,15 m/s. Należy zaznaczyć, że warunek ten nie jest kategoriowy, a zatem można się również w pewnych przypadkach zastanowić nad możliwością jego przekroczenia. W starszej literaturze przedmiotu dotyczącej instalacji c.o. pompowych bez zaworów termostatycznych wykonanych z rur stalowych zalecano nieprzekraczanie prędkości 0,8-0,5 m/s. (średnice większe – średnice mniejsze). **Wytyczne COBRTI Instal w sprawie zasad projektowania instalacji c.o. we wcześniejszych wydaniach zalecały dobór średnic w oparciu o warunek prędkości określony wzorem (8.5). W wydaniu z roku 2001 zrezygnowano z niego i wskazano na wymóg aby jednostkowy opór liniowy nie przekraczał wartości około 100 Pa.**

Wskazane jest jednocześnie takie dobranie średnic instalacji, aby sumaryczne opory przepływu nie przekraczały 20-30 kPa. Nie jest to wymóg kategoriowy, ale za to bardzo korzystny ze względu na warunki pracy zaworów termostatycznych (ze względu na maksymalne ciśnienia dławione na zaworze, które jeszcze nie będą powodować dużego hałasu w instalacji)

8.2. Tok postępowania przy obliczaniu instalacji c.o. pompowego

1. Założenie parametrów obliczeniowych, temperatury zasilania i powrotu (zgodnie z obowiązującym obecnie przepisem, w ogrzewaniach pomieszczeń przeznaczonych na pobyt ludzi temperatura zasilania nie powinna przekroczyć 90°C , ze względu komfortu pomieszczeń zaleca się tę temperaturę przyjmować równą co najwyżej 70°C . Nie jest to jednak wymóg obligatoryjny. Trzeba pamiętać, że czym niższa średnia temperatura powierzchni grzejnika, tym wymagana będzie jego większa powierzchnia, nie jest ot przy tym zależność liniowa. Obecnie projektant ma również dużą swobodę w doborze temperatury powrotu. W zasadzie nie powinno się przyjmować mniejszych schłodzeń na grzejniku niż 20 K, im większe schłodzenie tym mniejszy strumień czynnika grzeijnego, mniejsza pompa obiegowa i mniejsze zużycie energii elektrycznej na przetłaczanie wody).
2. Obliczenie strat ciepła pomieszczeń, dobór grzejników, rozmieszczenie grzejników, dobór źródła ciepła
3. Rozmieszczenie na rzutach kondygnacji pionów (w instalacjach pompowych mamy dużo większą swobodę w kształtowaniu geometrii instalacji, gdyż dysponujemy dużo większym ciśnieniem, które równoważyć będzie opory przepływu)
4. Rozmieszczenie pionów na rzucie piwnicy (analogicznie do rozmieszczenia na rzutach kondygnacji) i zaprojektowanie rozprowadzenia przewodów w piwnicy oraz podłączenia instalacji do źródła ciepła (kotła).

5. Wykonanie rysunku rozwinięcia instalacji c.o.

6. Obliczenia hydrauliczne instalacji i dobór średnic

6.1 Podział instalacji na **działki obliczeniowe** (odcinki instalacji o stałym strumieniu masy i stałej średnicy)

w przypadku instalacji c.o. dwururowej z rozdziałem dolnym, jako jedną działkę obliczeniową można wspólnie rozpatrywać odcinek przewodu zasilającego i powrotnego

6.2 Wybór obiegu najniekorzystniej usytuowanego grzejnika

Jako **najniekorzystniej usytuowany grzejnik** w instalacji ogrzewania wodnego pompowego z rozdziałem dolnym przyjmuje grzejnik

najwyżej położony – największa długość pionowych przewodów,

pion najdalej położony od źródła – największa długość poziomych przewodów rozpraszających,

o większym obciążeniu cieplnym – większy strumień przepływu czynnika grzejnego

w przypadku uwzględniania ciśnienia grawitacyjnego pojawia się jednak pewien problem wynikający ze wzrostu ciśnienia grawitacyjnego wraz z kondygnacją na której znajduje się grzejnik. Niekoniecznie zatem najniekorzystniejszym będzie grzejnik najwyżej położony, a rozpoznać go będzie można dopiero po przeprowadzeniu obliczeń

6.3 Określenie strumieni przepływu w działkach obliczeniowych

$$m = 3600 Q / c_p (t_z - t_p) = 0,86 Q / (t_z - t_p), \text{ kg/h} \quad (8.6)$$

gdzie:

Q – obciążenie cieplne działki obliczeniowej, kW

c_p – ciepło właściwe wody, kJ/kgK

t_z – temperatura zasilania, °C

t_p – temperatura powrotu, °C

6.4 Dobór średnic działek obiegu na warunek (8.4)

6.5 Określenie oporów liniowych i miejscowych poszczególnych działek i zsumowanie ich dla całego obiegu.

6.6 W przypadku obliczeń z uwzględnieniem ciśnienia grawitacyjnego (8.3 a) zsumowanie oporów liniowych i miejscowych poszczególnych działek oraz zmniejszenie o 0,75 ciśnienia grawitacyjnego obliczeniowego.

Obliczenia te przeprowadzamy dla wszystkich grzejników zasilanych z danego pionu i znajdujemy grzejnik, dla którego wynik obliczeń jest największy.

6.7 Zakładamy wielkość autorytetu zaworu termostatycznego “a” (0,3) i obliczamy minimalną wielkość oporów zaworu termostatycznego. – dla grzejnika położonego na najwyższej kondygnacji

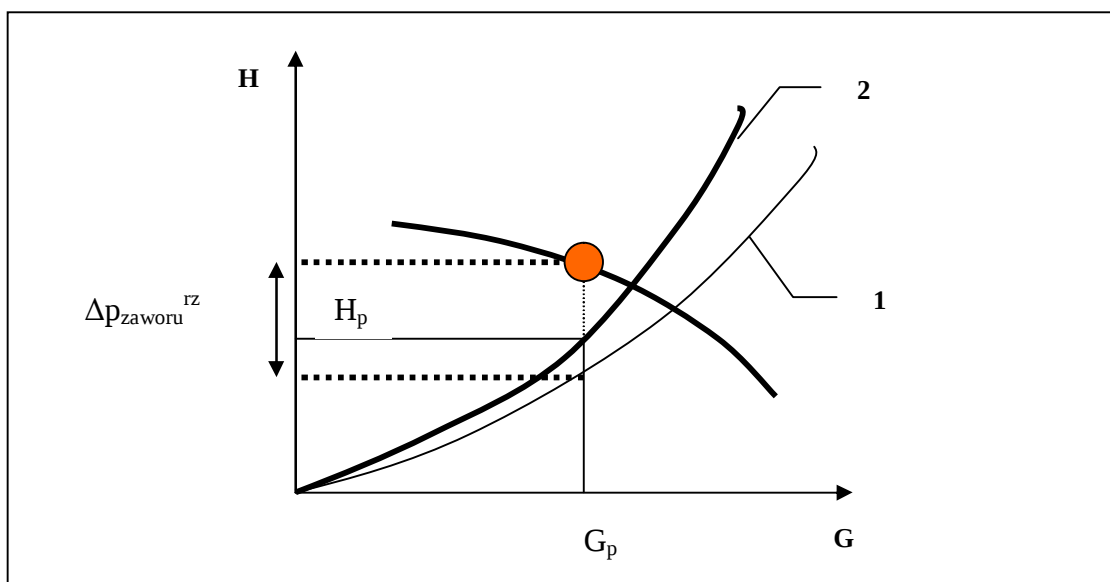
6.8 Dobieramy pompę obiegową

$G_p = m$ (całej instalacji)

$H_p = \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{\text{zaworu}} - 0,75 \Delta p_{\text{cz}}$ (dla obiegu grzejnika najniekorzystniejszego, dla uproszczenia analiz Δp_{zaworu} przyjmujemy zgodnie z zaleceniem zawartym w pkt. 6.7)

W przypadku nieuwzględniania w obliczeniach ciśnienia grawitacyjnego nie ma takiego problemu gdyż najmniejkorzystniejszy jest najwyżej położony grzejnik, a

$$H_p = \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{zaworu}$$



Dobór pompy i jej rzeczywistego punktu pracy

1. $\Delta p_l + \Delta p_m$ (ewentualnie - $0,75 \Delta p_{cz}$)
 2. $\Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_{zaworu}$ (ewentualnie - $0,75 \Delta p_{cz}$)
- Δp_{zaworu}^* - rzeczywista strata ciśnienia na zaworze

6.9 W oparciu o charakterystykę pompy wyznaczamy rzeczywisty jej punkt pracy

$$G_p^{rz} = G_p = m \text{ (całej instalacji)}, H_p^{rz}$$

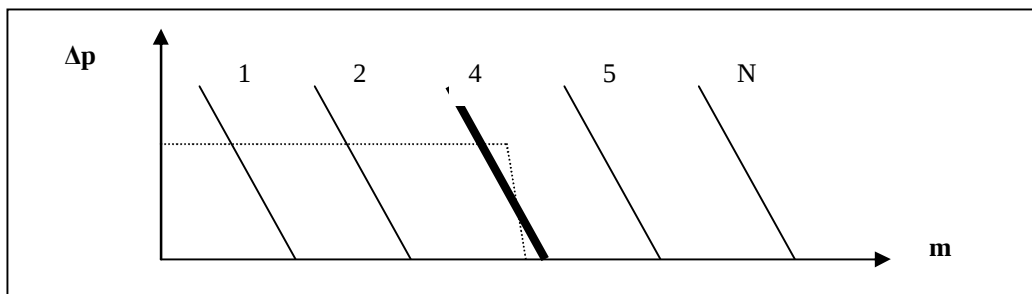
6.10. Określamy rzeczywisty opór zaworu termostaticznego (grzejnikowego)

$$\Delta p_{zaworu}^{rz} = H_p^{rz} - \Delta p_l + \Delta p_m + 0,75 \Delta p_{cz} \quad (8.7 \text{ a})$$

lub

$$\Delta p_{zaworu}^{rz} = H_p^{rz} - \Delta p_l + \Delta p_m \quad (8.7 \text{ b})$$

6.11. Dobieramy nastawę zaworu termostaticznego dla **m (grzejnika)** i $\Delta p_{\text{zaworu}}^{\text{rz}}$



6.12. Obliczamy oporu przepływu dla obiegu kolejnego grzejnika i w oparciu o zależność 8.7 określamy wielkość oporu zaworu termostaticznego dla tego obiegu. Dobieramy nastawę.

6.13. Obliczenia wg pkt. 6.12 przeprowadzamy dla wszystkich pozostałych obiegów.

PRZYKŁAD OBLICZENIOWY (Przykład 8.1):

1. Dobór kotła

$$Q_k = Q_{\text{obl}} \times (1+a) = 29\,950 \times (1+0,05) = 31\,440 \text{ W}$$

Q_k – moc źródła ciepła, W

Q_{obl} – zapotrzebowanie na ciepło odbiorców, W

a – współczynnik uwzględniający straty ciepła na przesyle, przyjęto 0,05

Przyjęto kocioł żeliwny, członowy z palnikiem atmosferycznym (gaz GZ-50) typu:
wielkość: producent:o mocy nominalnej $Q_k = 32,6 \text{ kW}$

2. Określenie przekroju komina, wentylacja kotłowni

Dla $Q_k = 32,6 \text{ kW}$ i $h = 17,2 \text{ m}$ (wysokość czynna komina od podłączenia czopucha do wylotu) w oparciu o nomogram opracowany przez firmę Schiedel – kotły z palnikiem atmosferycznym - dobrano średnicę komina 180 mm. Średnica przewodu spalinowego wyprowadzona z kotła 150 mm (mniejsza równa średnicy komina)

Kanał wentylacji nawiewnej: $F = 5 \text{ cm}^2/\text{kW} \times Q_k = 5 \times 32,6 = 163 \text{ cm}^2$

Minimalny przekrój 300 cm^2 ,

Żaluzja (wg karty katalogowej 30% ograniczenie przekroju)

$F = 300/0,7 = 429 \text{ cm}^2$ Przyjęto kanał wentylacji nawiewnej 220x 220 mm wyprowadzony 30 cm ponad poziom posadzki kotłowni (dolna krawędź kanału), czerpnia (z żaluzją) na wysokości 2,5 m nad poziom terenu

Kanał wentylacji wywiewnej (2,5 cm^2/kW , nie mniej niż 14 x 14)

Przyjęto kanał wywiewny 14 x 14 w bloku kanałów wentylacyjnych

3. Zabezpieczenie instalacji c.o. systemu zamkniętego (PN-99/B-02414):

3.1 Naczynie wzbiorcze

Pojemność wodna zładu c.o. $V_{\text{co}} = 0,50 \text{ m}^3$ (wg nomogramu z katalogu Reflex),

Pojemność wodna kotła $V_k = 0,1 \text{ m}^3$

Pojemność wodna kotłowni założono $V_k = 0,1 \text{ m}^3$

W praktyce należy pojemność określić jako sumę pojemności kotłów, grzejników, przewodów i armatury

Pojemność użytkowa naczynia zbiorczego:

$$V_u = V \cdot \rho_1 \cdot \Delta v = (0,50 + 0,1 + 0,1) \cdot 999,7 \cdot 0,0356 = 24,3 \text{ dm}^3 \quad (8.8)$$

V – pojemność wodna zładu instalacji, m^3

ρ_1 – gęstość wody o temperaturze 10°C (instalacja w stanie spoczynku)

Δv – przyrost objętości wody od temperatury spoczynku do temperatury zasilania $t_z = 90^\circ\text{C}$, dm^3/m^3

Pojemność całkowita naczynia zbiorczego:

$$V_c = V_u \cdot (p_{\max} + 1) / (p_{\max} - p) \quad (8.9)$$

$p_{\max}$ – maksymalne ciśnienie obliczeniowe w naczyniu hermetycznym, w barach

p – ciśnienie wstępne w instalacji, w barach

Ciśnienie wstępne p w naczyniu zbiorczym podłączonym po stronie ssawnej pompy określa się jako nie mniejsze niż

$$p = p_s + 0,2, \text{ bar}$$

gdzie p_s jest ciśnieniem hydrostatycznym w instalacji ogrzewania wodnego na poziomie króćca przyłączeniowego rury zbiorczej do naczynia zbiorczego, przy temperaturze wody instalacyjnej 10°C , w barach. Gdy naczynie zbiorcze podłączone jest po stronie tłocznej pompy ciśnienie wstępne określone na podstawie powyżej podanego wzoru należy dodatkowo zwiększyć o wysokość podnoszenia pompy.

Ciśnienie maksymalne należy przyjmować jako nie większe niż ciśnienie dopuszczalne dla instalacji, z uwzględnieniem różnicy rzędnych pomiędzy najniższym punktem instalacji, a poziomem króćca przyłączeniowego rury zbiorczej do naczynia zbiorczego. Nie może być ono również większe od ciśnienia dopuszczalnego dla naczynia zbiorczego (podawanego przez producenta naczynia), a norma zaleca aby ciśnienie to nie było większe od ciśnienia wstępnego o więcej niż 2 bary.

Dla analizowanego przykładu, rura zbiorcza podłączona po stronie ssawnej pompy, wysokość pomiędzy króćcem przyłączeniowym naczynia zbiorczego, a najwyższym punktem instalacji wynosi 12,3 m

Ciśnienie dopuszczalne instalacji c.o. 4 bary (kocioł)

Przyjęto:

$$p = 1,2 + 0,2 = 1,4 \text{ bar}$$

$$p_{\max} = 3,5 \text{ bar}$$

(ciśnienie dopuszczalne zmniejszono o 0,5 bara, aby uniknąć przypadku otwierania zaworu bezpieczeństwa przy maksymalnych temperaturach czynnika grzejącego)

$$V_c = 24,3 \cdot (3,5 + 1) / (3,5 - 1,4) = 52,1 \text{ dm}^3$$

Przyjęto naczynie zbiorcze typu GF stojące wielkość 80-50 ST (pojemność całkowita 80 dm^3 , maksymalnie pojemność użytkowa 50 dm^3) ciśnienie robocze 5 bar, maksymalna temperatura pracy 120°C , membrana wymienna

Podczas montażu przy instalacji wypełnionej wodą zimną (10°C) ciśnienie początkowe ustawić na 1,4 bara; (ciśnienie w naczyniu podczas pracy instalacji nie przekroczy wartości 3,5 bara)

3.2 Rura wzbiorcza

$$d_{rb} = 0,7 \sqrt{V_U} = 0,7 \sqrt{24,3} = 3,4 \text{ mm} \quad (8.10)$$

nie mniej niż 20 mm

Przyjęto rurę stalową ze szwem $d_n=20\text{mm}$

4. Ciśnienie grawitacyjne ($t_z/t_p = 90/70$)

Parter :	$\Delta p_{cz} = 3,2 * 12,5 = 40,0 \text{ dPa}$	$0,75 \Delta p_{cz} = 30,0 \text{ dPa}$
I Piętro:	$\Delta p_{cz} = 6,2 * 12,5 = 77,5 \text{ dPa}$	$0,75 \Delta p_{cz} = 58,1 \text{ dPa}$
II Piętro:	$\Delta p_{cz} = 9,2 * 12,5 = 115 \text{ dPa}$	$0,75 \Delta p_{cz} = 86,2 \text{ dPa}$
III Piętro:	$\Delta p_{cz} = 12,2 * 12,5 = 152 \text{ dPa}$	$0,75 \Delta p_{cz} = 114,3 \text{ dPa}$

5. Zestawienie oporów miejscowych

nr działki	średnica	Grzejnik	zawór	odsadzka kolano	obej- ście	Trójnik	Zmiana średnicy	Inne	Suma ζ
Grzej- nikowa	15	Członowy 3,0	Zawór liczony odrębnie	2 x o 2 x 0,5	1,0	2 x kolano – ostatnia kondygnacja 2 x 0,5 Odgał. zas + pow 1,5 + 1,0			6,0 / 7,5
1,2	15					Przelot zas + pow 0,5 + 0,5			1,0
3	15					Przelot zas + pow 0,5 + 0,5	Zas + pow 0,5+1,0		2,5
4	20		Kulowy x 2 2 x 0,5	2 x k 2 x 0,5		Odgał. zas + pow 1,5 + 1,0	Zas + pow 0,5+1,0		6,0
5	25					Przelot zas + pow 0,5 + 0,5			1,0
6	25		Kulowy x 2 2 x 0,5			Rozpływ. zas + pow 3,0 + 3,0	Zas + pow 0,5+1,0		8,5
7	32		Kulowy x 6 6 x 1,0 Zwrotny 1x 8,0	5 x k 5 x 0,5			Zas + pow 0,5+1,0	kocioł 2,5 filtrood- mulnik 3,0	23,5
8,9,10	15					Przelot zas + pow 0,5 + 0,5			1,0
11	15		Kulowy x 2 2 x 0,5			Odgał. zas + pow 1,5 + 1,0			3,5

6. Dobór średnic i obliczenia hydrauliczne

nr dz.	Q, kW	m, kg/h	l, m	d, mm	W, m/s	R, dPa/m	R l, dPa	ζ	Z, dPa	Rl + Z, DPa	Opory obiegu grzejnika z uwzględnieniem ciśnienia czynnego
Obliczenia obiegu grzejników pionu 1											
Grz.	0,7	30	2,0	15	0,04	0,22	0,4	7,5	0,6	1,0	659,7-114,3=545,4
1	0,7	30	6	15	0,04	0,22	1,3	1,0	0,1	1,4	
2	1,38	59	6	15	0,08	1,8	10,8	1,0	0,3	11,1	658,3-86,2=572,1
3	2,06	88	6	15	0,13	3,6	21,6	2,5	2,0	23,6	647,2-58,1=589,1
4	2,78	119	30	20	0,10	1,4	42,0	6,0	3,0	45,0	623,6-30,0=593,6
5	10,78	462	24	25	0,23	4,8	115,2	1,0	2,7	117,9	
6	12,63	541	20	25	0,27	7,3	146,0	8,5	30,5	176,5	
7	29,95	1283	16	32	0,36	8,2	131,2	23,5	152	283,2	
RAZEM:						468,5			191,2	659,7	
Uwaga: dla wszystkich grzejników przyjęto jednakowe opory działki przyłączeniowej (ewentualny błąd obliczeń pomijalnie mały)											

Dobór minimalnego oporu zaworu termostatycznego (autorytet a przyjęto 0,3)

$$\Delta p_{\text{zaworu}} = 0,42 * 659,7 = 277 \text{ dPa}$$

Pomimo tego, że najniekorzystniej usytuowanym okazał się grzejnik na najniższej kondygnacji minimalny opór zaworu termostatycznego określono w oparciu o obieg grzejnika najdalej oddalonego od źródła.

Dobór pompy obiegowej:

$$G_p = 1,28 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_p = (\Delta p_l + \Delta p_m - 0,75 \Delta p_{cz})_{\text{partier}} + \Delta p_{\text{zaworu}} = 623,6 - 30,0 + 277 = 870,6 \text{ dPa} = 8,7 \text{ kPa}$$

Na podstawie karty katalogowej pomp obiegowych c.o. (firma xx) dobrano pompę typu ... wielkość, trójstopniowa – prędkość obrotowa wirnika IIst., napięcie zasilania 240 V, moc silnika 300 W.

$$G_p = 1,28 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_p = 10,1 \text{ kPa}$$

(odczytano w oparciu o charakterystykę pompy)

Dobór nastaw zaworów termostatycznych w pionie 1

Pomieszczenie -	Q, kW	m, kg/h	Rl+Z-0,75Δp dPa	Δp _{zaworu} dPa	N
1	2	3	4	5	6
407	0,70	30	545	465	6,5
307	0,68	29	572	438	6,0
207	0,68	29	589	421	5,5
107	0,72	31	594	416	7,0

Uwaga: wartości w kolumnie 5 wyznaczono jako różnica wysokości podnoszenia dobranej pompy (1010 dPa) i wartości ujętej w kolumnie 4.

nr dz.	Q, kW	m, kg/h	l, m	d, mm	W, m/s	R, dPa/m	R l, dPa	ζ	Z, dPa	Rl + Z, DPa	
Obliczenia obiegu grzejników pionu 3 (opór przyłącza grzejnikowego 1,0 dPa)											
8	0,52	22	6	15	0,03	0,17	1,0	1,0	0,1	1,1	536,1-114,3=422,1
9	0,92	39	6	15	0,06	0,78	4,7	1,0	0,2	4,9	535,0-86,2=448,8
10	1,30	56	6	15	0,08	1,50	9,0	1,0	0,3	9,3	530,1-58,1=472
11	1,85	79	20	15	0,12	2,88	57,6	3,5	2,5	60,1	520,8-30,0=490,8
Dz wspólne 6 i 7							177,2		182,5	459,7	
						RAZEM:	249,5		185,6	536,1*	
*) Uwaga: dla wszystkich grzejników przyjęto jednakowe opory działki przyłączeniowej (ewentualny błąd obliczeń pomijalnie mały)											

Dobór nastaw zaworów termostatycznych w pionie 3

Pomieszczenie -	Q, kW	m, kg/h	Rl+Z-0,75 Δp dPa	Δp_{zaworu} dPa	N
1	2	3	4	5	6
421	0,52	21	422	588	3,5
321	0,40	17	449	561	3,0
221	0,38	16	472	538	2,5
121	0,55	24	490	520	4,0

Uwaga: wartości w kolumnie 5 wyznaczono jako różnica wysokości podnoszenia dobranej pompy (1010 dPa) i wartości ujętej w kolumnie 4.

8.3. Sezonowe zużycie gazu

Roczne zapotrzebowanie paliwa na cele grzewcze wyznaczyć można ze wzoru Hottingera:

$$B_{co} = (86400 Q S_d y a) / (Q_i \eta_w \eta_s (t_i - t_e)), \text{ kg} \quad (7.15)$$

w którym:

Q – zapotrzebowanie na ciepło budynku, kW

S_d – liczba stopniodni sezonu grzewczego określona w oparciu o dane klimatyczne dla danej miejscowości, K dzień (3800-4200)

y – współczynnik sposobu ogrzewania (0,95 – ogrzewanie bez przerw lub z osłabieniem w nocy, 0,75 – 16 h przerwy)

a – współczynnik uwzględniający zwiększenie zużycia paliwa w pierwszym sezonie grzewczym, dla budynków z cegły i tynkowanych 1,25 (uwzględniać współczynnik przy szacowaniu zużycia paliwa, nie uwzględniać przy określaniu wielkości składu paliwa)

Q_i – wartość opałowa paliwa, orientacyjnie w uproszczeniu można przyjmować:

gaz

- miejski 17 000 kJ/ m³
- ziemny GZ-35 24 000 kJ/ m³
- ziemny GZ-50 31 000 kJ/ m³
- płynny 108 000 kJ/ m³

η_w – całoroczna sprawność źródła ciepła (dla kotłów gazowych 0,90-0,93)

η_s – całoroczna sprawność sieci przesyłowej (0,90-0,95 w zależności od stanu technicznego instalacji)

t_i – średnia temperatura obliczeniowa pomieszczeń budynku, °C

t_e – obliczeniowa temperatura zewnętrzna, °C

Przykład 8.2:

Określić sezonowe zużycie gazu GZ-50 kotłowni zlokalizowanej w Wałbrzychu o mocy cieplnej 200 kW (praca tylko na potrzeby c.o.)

Przyjęto do obliczeń:

$S_d = 4000$ – dla miasta Wałbrzych
 $y = 0,95$ – ogrzewanie bez przerw
 $a = 1,25$ - dla budynków z cegły i tynkowanych
 $Q_i = 31\,000 \text{ kJ/m}^3$ - gaz GZ-50
 $\eta_w = 0,90$
 $\eta_s = 1,00$
 $t_i = 20^\circ\text{C}$
 $t_e = -20^\circ\text{C}$

$$B_{co} = (86400 \times 200 \times 4000 \times 0,95) / (31\,000 \times 0,90 \times 1,00 \times (20 + 20)) = 58\,839 \text{ m}^3$$

W pierwszym sezonie grzewczym:

$$B' = B a = 58\,839 \times 1,25 = 73\,549 \text{ m}^3$$

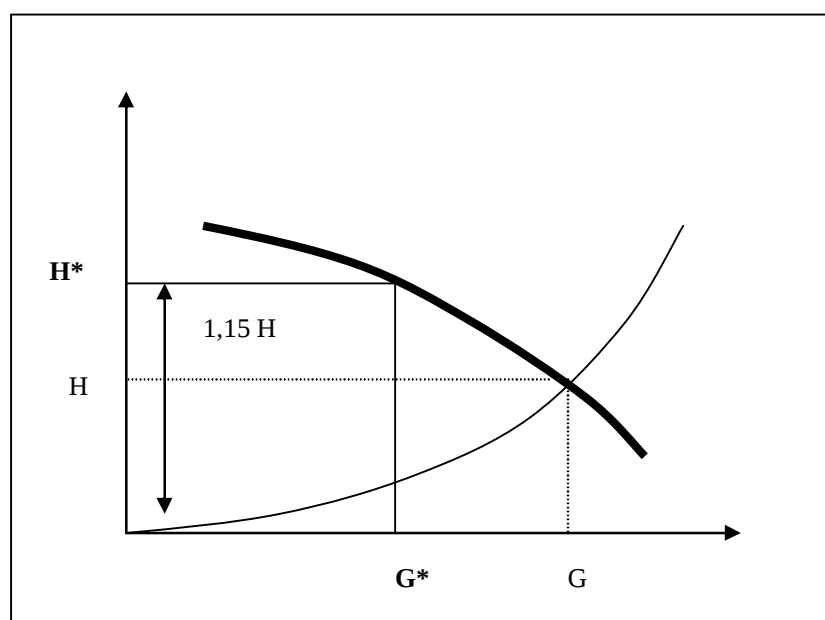
8.4 Stabilizacja warunków pracy instalacji

Aby zapewnić prawidłowe i ekonomiczne funkcjonowanie instalacji centralnego ogrzewania należy zapewnić stabilizację wysokości podnoszenia pompy obiegowej niezależnie od strumienia przepływu czynnika grzejącego przez instalację. W zależności od wielkości instalacji można to osiągnąć poprzez:

- pompę z elektronicznie regulowaną wydajnością
- zawór upustowy
- regulator różnicy ciśnień na rozdzielaczu
- podpionowe zawory różnicy ciśnień

Przykład 8.3:

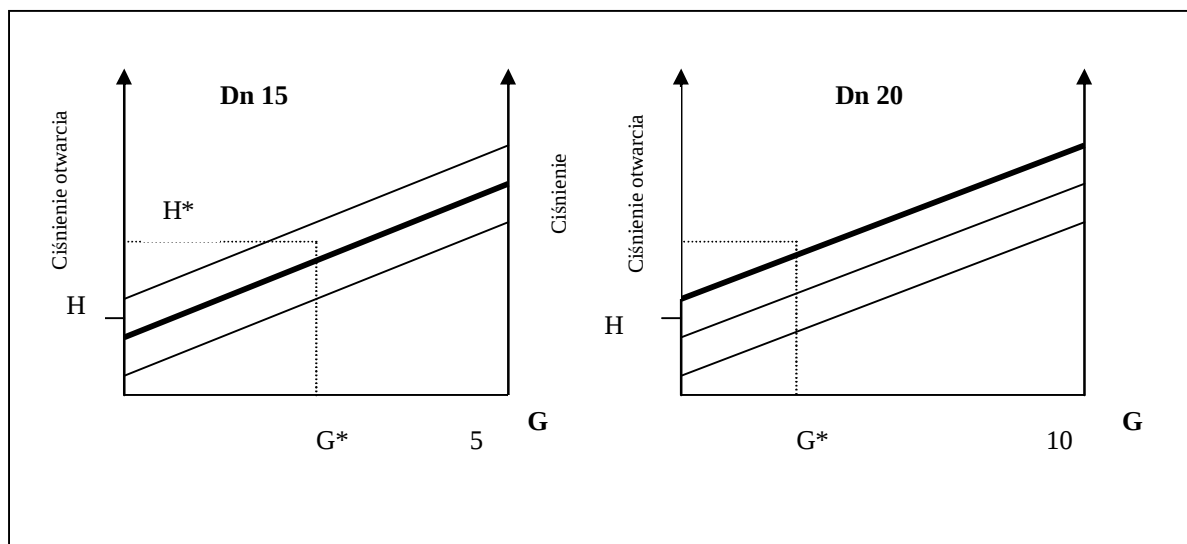
Dobór zaworu upustowego



Charakterystyka pompy i instalacji, wyznaczenie punktu pracy zaworu upustowego H^* , G^*

Ponieważ mało prawdopodobny jest przypadek, aby nastąpiło całkowite zamknięcie wszystkich zaworów termostatycznych można przyjąć przepustowość zaworu upustowego równą $0,5 G^*$ (szczególnie w dużych instalacjach)

Dla tak określonej przepustowości zaworu upustowego dobieramy go na podstawie charakterystyki podanej w karcie katalogowej (pamiętając, że punkt otwarcia powinien być wyższy od wartości H)



Charakterystyka zaworu upustowego. Przyjęto Dn 20 (punkt otwarcia powyżej ciśnienia H)