



Zakład produkujący kotły
Vitomax w Mittenwalde

D Dobór urządzeń kotłowni

Poniżej podano „uproszczone” wskazówki projektowania i obliczeń wymienionych w rozdziale C elementów składowych i systemów.

Podstawą projektowania jest przedstawiona w załączniku (A1) „kotłownia wzorcowa” i odpowiednie dla niej technologiczne wielkości bilansowe i obliczeniowe. Do składania konkretnych zapytań o wyposażenie firma Viessmann poleca posługiwanie się specjalnymi „Listami kontrolnymi” które wysyłamy zainteresowanym.

Prosimy pytać o te listy u właściwego doradcy handlowego. Prawidłowe wypełnienie listy kontrolnej jest warunkiem dokładnego, odpowiadającego optymalnie potrzebom zwymiarowania instalacji.

Ewentualnej pomocy przy wypełnianiu lub sporządzaniu specjalnej listy kontrolnej chętnie udzieli inżynier sprzedaży firmy Viessmann.

93 D Dobór urządzeń kotłowni

96 Wybór kotła parowego

- 96 D.1 Wybór kotła parowego
- 98 D.1.2 Wybór wartości ciśnienia roboczego kotła
- 99 D.1.3 Kotły odzysknicowe

102 Zakres produkcji

- 103 D.2.1 Kotły parowe
- 104 D.2.2 Kontrolowanie temperatury płomienicy (FTÜ)
- 105 D.2.3 Eksploatacja podgrzewacza wody (ECO)
- 106 D.2.3.1 Moc cieplna podgrzewacza wody
- 108 D.2.3.2 Amortyzacja podgrzewacza wody (A_{ECO})
- 110 D.2.3.3 Zastosowanie technologii kondensacji
- 113 D.2.3.4 Praca z przegrzewaczem pary (ÜH)
- 116 D.2.3.5 Utrzymanie ciśnienia/temperatury w kotle

118 Spalanie

- 119 D.3.1 Wentylator powietrza do spalania z regulowaną prędkością obrotów
- 120 D.3.2 Stężenie tlenu w spalinach
- 121 D.3.3 Ilość paliwa/zapotrzebowanie paliwa
- 122 D.3.4 Powietrze do spalania, doprowadzenie powietrza
- 125 D.3.5 Emisja akustyczna z palników monoblokowych/duoblokowych

128 Przygotowanie wody

- 129 D.4.1 Instalacja odgazowania pełnego
- 130 D.4.2 Instalacja odgazowania częściowego
- 132 D.4.3 Instalacja chemicznego uzdatniania (zmiękczenia) wody (CWA)
- 136 D.4.4 Opis działania instalacji odwróconej osmozy (RO)
- 139 D.4.5 Właściwości wody, objaśnienia ogólne

142 Gospodarka kondensatem

- 143 D.5.1 Opis działania „otwartych” systemów kondensatu
- 144 D.5.2 Opis działania „zamkniętych” systemów kondensatu

150 Pompy

- 151 D.6.1 Pompy zasilające – kryteria doboru i eksploatacji
- 160 D.6.2 Pompy kondensatu – kryteria doboru i eksploatacji

162 Dobór aparatów termicznych

- 163 D.7.1 Schładzacz mieszający
- 168 D.7.2 Rozprężacz odsolin
- 171 D.7.3 Skraplacz oparów
- 174 D.7.4 Chłodnica wody zasilającej
- 180 D.7.5 Chłodnica próbek

182 Rurociągi

183	D.8.1	Instalacje rurociągowie
188	D.8.2	Specyfikacje materiałowe, prace spawalnicze
196	D.8.3	Obliczenia i dobór rurociągów
210	D.8.4	Wytrzymałość – wydłużenie rozstaw podpór – odstępy – ułożenie/podpor
219	D.8.5	Wskazówki dotyczące projektowania wybranych systemów rurociągowych
219	D.8.5.1	Rurociągi parowe/rozdzielacze pary
224	D.8.5.2	Rurociągi i systemy kondensatu
226	D.8.5.3	Rurociągi odsolin i odmulin
227	D.8.5.4	Woda zasilająca – woda zmiękczona – woda pitna
229	D.8.5.5	Rurociągi oparów, pary odlotowej i wydmuchowe
232	D.8.5.6	Przewody paliwowa
233	D.8.5.7	Ścieki i podłogowe systemy odwodnień

236 Instalacja odprowadzania spalin

237	D.9.1	Wskazówki projektowe i wykonawcze dla przewodów połączeniowych
239	D.9.2	Wymiarowanie instalacji odprowadzania spalin
240	D.9.3	Wykonanie komina i podłączenie komina
242	D.9.4	Wspólna instalacja odprowadzania spalin, łączenie strumieni spalin

244 Potrzeby własne kotłowni

244	D.10.1	Zapotrzebowanie energii elektrycznej na potrzeby własne
248	D.10.2	Zapotrzebowanie energii cieplnej na potrzeby własne

D.1 Wybór kotła parowego



Dampferzeuger mit und ohne
Abhitzenutzung

Wybór kotła parowego

Zależnie od wymagań klienta odnośnie ciśnienia i/lub wydajności pary, oraz od rodzaju paliwa, rozróżnia się różne typy i konstrukcje kotłów

Decyzja wyboru zależy od:

1. Paliwo biomasa
 ciepło odpadowe
 gaz/olej
2. Ciśnienie ≤ 0,5 bar
 > 0,5 bar
3. Wydajność pary

D.1 Wybór kotła parowego

Zależnie od potrzeb można wybierać między kotłami:

- Vitoplex 100 LS jako niskopiętnym kotłem parowym (typ SXD), kategorii IV wg dyrektywy 2014/68/UE, dostępnym w sześciu typowielkościach, z dopuszczalnym nadciśnieniem roboczym do 1,0 bar.

Podstawą pracy jest karta danych technicznych kotła.

Rys. D.1-1 Vitoplex 100 LS typ SDX

Wydajność pary ^{a)}	t/h	0,26	0,44	0,7	0,9	1,4	2,2
Znamionowa moc cieplna	kW	170	285	460	580	900	1450
Moc cieplna spalania	kW	186	311	503	634	984	1585

albo:

- Vitomax 200-HS jako wysokoprężnym kotłem parowym (HD) typu M73, kategorii IV wg dyrektywy 2014/68/UE. Kocioł ten jest dostępny w zakresie dziewięciu wielkości mocy i różnych wielkościach ciśnienia pary, z dopuszczalnymi ciśnieniami roboczymi w przedziale wartości od 6,0 bar do 30 bar.

Podstawą pracy jest karta danych technicznych kotła.

oraz:

- Vitomax 200-HS jako wysokoprężnym kotłem parowym (HD) typu M75 kategorii IV wg dyrektywy 2014/68/UE. Kocioł ten jest dostępny w zakresie dziesięciu wielkości mocy i różnych wielkościach ciśnienia, z dopuszczalnymi ciśnieniami roboczymi w przedziale wartości od 6,0 bar do 25 bar.

Podkładką roboczą jest karta danych technicznych kotła.

Rys. D.1-2 Vitomax 200-HS, typ M73

Typowielkość	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Wydajność pary ^{a)} (t/h)	0,5	0,7	1,0	1,3	1,65	2,0	2,5	3,2	4,0
Znam. moc cieplna ^{b)} (MW)	0,325	0,455	0,65	0,845	1,1	1,3	1,65	2,1	2,6

oraz:

- Vitomax 200-RS jako wysokoprężnym kotłem parowym kategorii IV wg dyrektywy PED 2014/68/UE ogrzewany ciepłem odpadowym.

Rys. D.1-3 Vitomax 200-HS, typ M75

Wielkość kotła		1	2	3	4	5	6	7	8	9	A ^{d)}
maks. paleniskowa moc cieplna MW											
EN 12953-3	Gaz	3,8	4,5	5,3	6,4	7,5	9,0	10,5	12,7	15,7	18,2
	Olej HEL	3,8	4,5	5,3	6,4	7,5	9,0	10,4	12,2	14,0	14,0
maks. wydajność pary^{a)} bez ECO w t/h											
Ciśnienie robocze	5 bar	5,2	6,2	7,3	8,9	10,4	12,5	14,6	17,6	21,7	25,2
	25 bar	5,0	5,9	7,0	8,5	9,9	11,9	13,9	16,9	20,8	24,2
maks. wydajność pary^{a)} z ECO 200 w t/h											
Ciśnienie robocze	5 bar	5,5	6,5	7,7	9,3	10,9	13,1	15,3	18,5	22,9	26,6
	25 bar	5,4	6,4	7,6	9,1	10,7	12,9	15,0	18,2	22,5	26,1

Wartości między 5 a 25 można interpolować.

Uwaga!

Przy wyborze „odpowiedniej” dla klienta wydajności pary kotła należy uwzględnić spodziewane „straty pary”, wynikające ze specyficznego dla każdej instalacji zapotrzebowania pary na potrzeby własne ($\dot{m}_{FD/E}$).

Oznacza to, że: Wydajność pary_{kocioł} = Zapotrzebowanie pary_{klienta} + Zapotrzebowanie pary_{potrzeby kotłowni}

W pierwszym przybliżeniu można tu założyć naddatek^{e)} rzędu 5 do 15%.

Na przykład ==> Wydajność pary_{kocioł} = Zapotrzebowanie pary_{klienta} × 1,05...1,15

Wyznaczenia „dokładnego” dokona producent na podstawie wzorów, podanych w punkcie D.10.2.

^{a)} odniesiona do temperatury wody zasilającej = 102°C i znamionowej mocy cieplnej, bez wymagań dotyczących emisji

^{b)} odniesiona do wydajności pary przy ciśnieniu pary nasyconej = 12 bar i temperaturze wody zasilającej = 102°C.

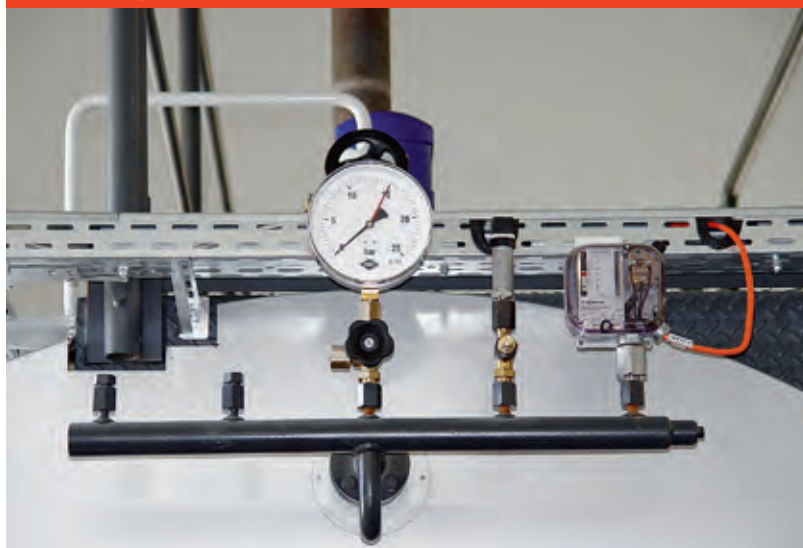
^{c)} odniesiona do temperatury wody zasilającej = 102°C i znamionowej mocy cieplnej

^{d)} Wydajność pary przy spalaniu gazowym. Przy spalaniu oleju opałowego lekkiego (HEL) i zredukowanej paleniskowej mocy cieplnej uzyskuje się inne wartości wydajności pary.

^{e)} Naddatek na podgrzanie wody uzupełniającej od 0 do 5% i strumień odsolin $P \leq 5\%$. Wartości pośrednie można odpowiednio interpolować liniowo.

D.1 Wybór kotła parowego

Rys. D.1.2-1 Ograniczniki ciśnienia na kotle parowym



D.1.2 Wybór wartości ciśnienia roboczego kotła

Ustawienie regulatorów ciśnienia

Na rys. D.1.2-2 przedstawiono przykładowo dwie różne wartości ciśnienia kotłów parowych Viessmann. Sposób postępowania przy ustalaniu wartości ciśnienia kotła (bezpiecznego) jest następujący: Wymagana przez klienta wartość zadana ciśnienia wynosi przykładowo 10 bar. Jest to wartość ciśnienia pod jaką para ma być dostarczana na produkcję. Na belce pomiarowej zamontowany jest czujnik ciśnienia, który przesyła sygnały do sterownika PLC ciśnienia. Regulator ciśnienia jest więc ustawiony na przykładowo 10 bar i steruje odpowiednio palnikiem, zależnie od poboru pary. Przy ciśnieniu 10,5 bar wyłącza na przykład palnik, a przy 9,6 bar załącza go ponownie. Wartości ciśnienia załączenia i wyłączenia można zadawać dowolnie. Na łączniku przy przetworniku ciśnienia znajduje się również ogranicznik ciśnienia, nastawiony przykładowo na 12 bar. W przypadku awarii regulatora ciśnienia ogranicznik ten zabezpiecza kocioł przed niedopuszczalnym wzrostem ciśnienia, blokując palnik. Ponowne włączenie możliwe jest tylko po ręcznym odblokowaniu ogranicznika. Ponad nim znajduje się zawór bezpieczeństwa, stanowiący dodatkowe mechaniczne zabezpieczenie kotła przed niedopuszczalnym wzrostem ciśnienia. Zawór ten otwiera się przy ciśnieniu 13 bar, upuszczając parę do atmosfery. Oznacza to, że przy ciśnieniu roboczym równym 10 bar konieczne jest zabezpieczenie kotła na 13 bar. Analogicznie wygląda sytuacja przy innym zadanym ciśnieniu np. 22 bar. Wtedy kocioł musi być zabezpieczony na 25 bar.

Rys. D.1.2-2 Ograniczniki ciśnienia na kotle parowym

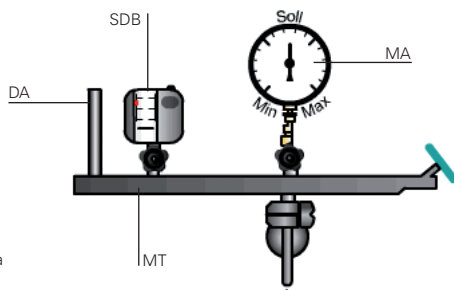
Przykład 1

13	bar	SiV ciśnienie otwarcia
12	bar	SDB (blokada palnika)
10,5	bar	DR (wartość zadana)

Przykład 2

25	bar	
23,5	bar	
22	bar	

SDB Zabezpieczający ogranicznik ciśnienia
DA Czujnik pomiarowy ciśnienia
MA Manometr
MT Belka pomiarowa



D.1.3 Kotły odzysknicowe

Kotły odzysknicowe wykorzystują do wytwarzania wody gorącej lub pary ciepło odpadowe z procesów technologicznych, np. spaliny z modułu kogeneracyjnego. Ze względu na różnorodność źródeł ciepła odpadowego, taki

kocioł parowy jest zawsze dobierany indywidualnie. Rys. D.1.3.1-1 przedstawia ogólne warunki, w ramach których Viessmann oferuje kotły odzysknicowe. Zależnie od liczby źródeł ciepła odpadowego i obliczeń termodynamicznych stosuje się kotły odzysknicowe jedno- lub wielociągowe, dla jednego wzgl. kilku źródeł ciepła.

Rys. D.1.3.1-1 Parametry kotłów

	Kocioł odzysknicowy bez dodatkowego palnika	Kocioł z z palnikiem z odzyskiem ciepła odpadowego
Udział mocy z ciepła odpadowego	100% całkowitej mocy kotła	10 do 30% całkowitej mocy kotła
Źródło spalin	Przystosowany do spalin z następujących paliw: olej opałowy EL i gaz ziemny. Inne paliwa, jak RME, tłuszcz zwierzęcy, paliwa stałe lub ciepło z zanieczyszczonego wywiewnego powietrza dostępne na zapytanie	
Minimalny strumień spalin ze źródła spalin	5 000 Nm ³ /h	1 000 Nm ³ /h
Maksymalny strumień spalin ze źródła spalin	80 000 Nm ³ /h (z jednego źródła lub łącznie z dwóch źródeł)	10 000 Nm ³ /h (z jednego źródła lub łącznie z dwóch źródeł)
Maksymalnie dopuszczalne ciśnienie po stronie woda/para	25 bar	25 bar
Liczba źródeł ciepła	1 lub 2	1 lub 2

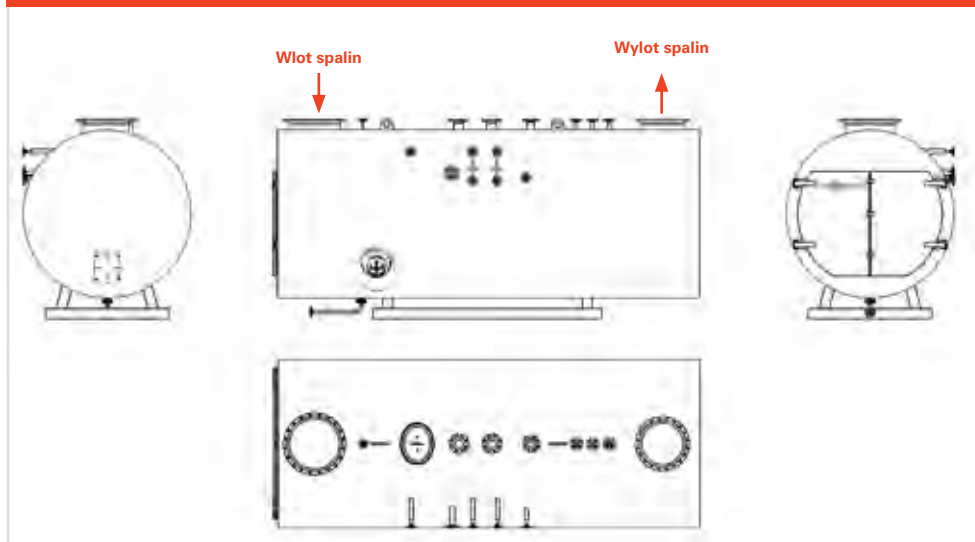
Warianty wykonania

Instalacje wykorzystujące ciepło odpadowe buduje się w różnych rozmiarach i wykonaniach. Wymagania dotyczące kotłów odzysknicowych integrowanych w takie systemy są odpowiednio zróżnicowane.

Kocioł odzysknicowy, jednociągowy

W najprostszym rozwiązaniu do każdego źródła ciepła odpadowego przyłącza się jeden kocioł odzysknicowy.

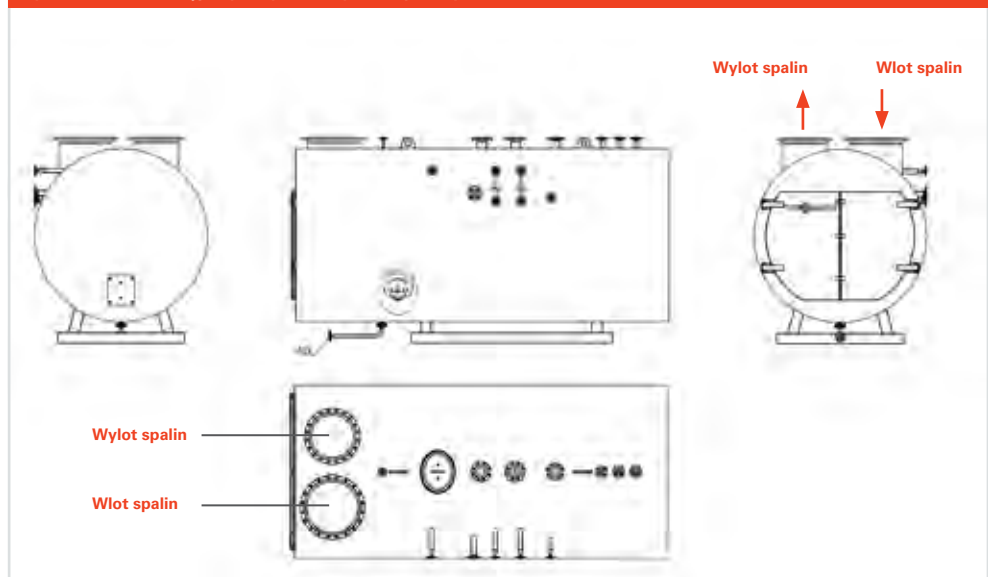
Rys. D.1.3.1-2 Jednociągowy odzysknicowy kocioł parowy



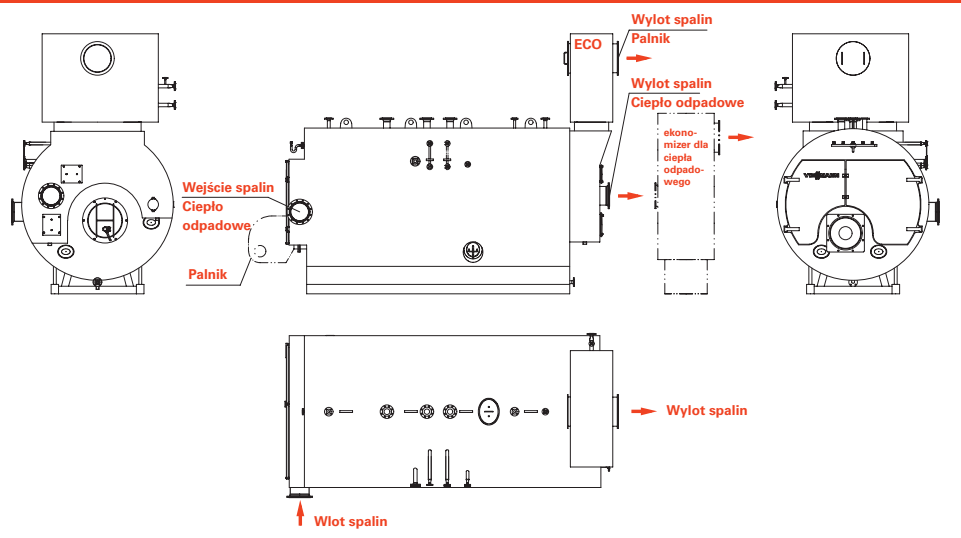
D.1 Wybór kotła parowego

Rys. D.1.3.1-3 Dwuciągowy odzysknicowy kocioł parowy

Dwuciągowy kocioł odzysknicowy
Jeśli kocioł odzysknicowy jest zbyt długi w stosunku do średnicy, to możliwe jest podzielenie wiązek rur płomieniówek na dwie części. Wlot i wylot spalin znajdują się wtedy po tej samej stronie kotła. Takie bardziej kompaktowe wykonanie jest celowe przy małych strumieniach spalin i niższych temperaturach wlotowych spalin.



Rys. D.1.3.1-4 Parowy kocioł walczakowy jednociągowy



Rys. D.1.3.1-5 Kocioł odzysknicowy



Kocioł odzysknicowy na dwa źródła ciepła odpadowego ze spalin, jednociągowy. Przy małych strumieniach spalin można do jednego kotła przyłączyć dwa źródła ciepła odpadowego. W ten sposób zmniejsza się zapotrzebowanie miejsca i nakłady na wyposażenie techniczne. Tory spalin pozostają jednak całkowicie od siebie odseparowane, aby wyeliminować wzajemne oddziaływanie.



Zakres produkcji

Przy wyborze kotła parowego obowiązują normatywne przepisy, uzależnione od rodzaju paliwa.

Głównie, paliwa ciekłe i gazowe, wraz z gorącymi spalinami/powietrzem wyciągowym, może być stosowane do wytwarzania pary nasyconej w kotłach parowych.

Możliwe jest stosowanie następujących paliw wzgl. źródeł ciepła:

- gaz ziemny
- biogaz
- olej opałowy, ekstra lekki
- olej ciężki
- mazut
- bioolej
- tłuszcz zwierzęcy
- paliwa drzewne (biomasa)
- gorące spaliny,
np. z modułów kogeneracyjnych

D.2.1 Kotły parowe

Uwaga:

Po uzgodnieniu możliwe są nadciśnienia robocze także powyżej 25 bar.

Podane wartości granicznej wydajności pary dotyczą spalania gazu ziemnego i zależą od dopuszczalnego nadciśnienia roboczego.

Przy spalaniu oleju lekkiego (HEL) w górnym zakresie wydajności, powyżej 16000 kg/h występują ograniczenia, wynikające z wymagań normatywnych.

(DIN EN 12953-3 punkt 5.4 – rys. 5.4.1

Ograniczenie paleniskowej mocy cieplnej do 14 MW_{therm.}/patrz rys. D.2-1).

Rys. D.2.1-1 Vitomax 200-HS, typ M237/M73A i M75A (opalenie gazem i olejem)

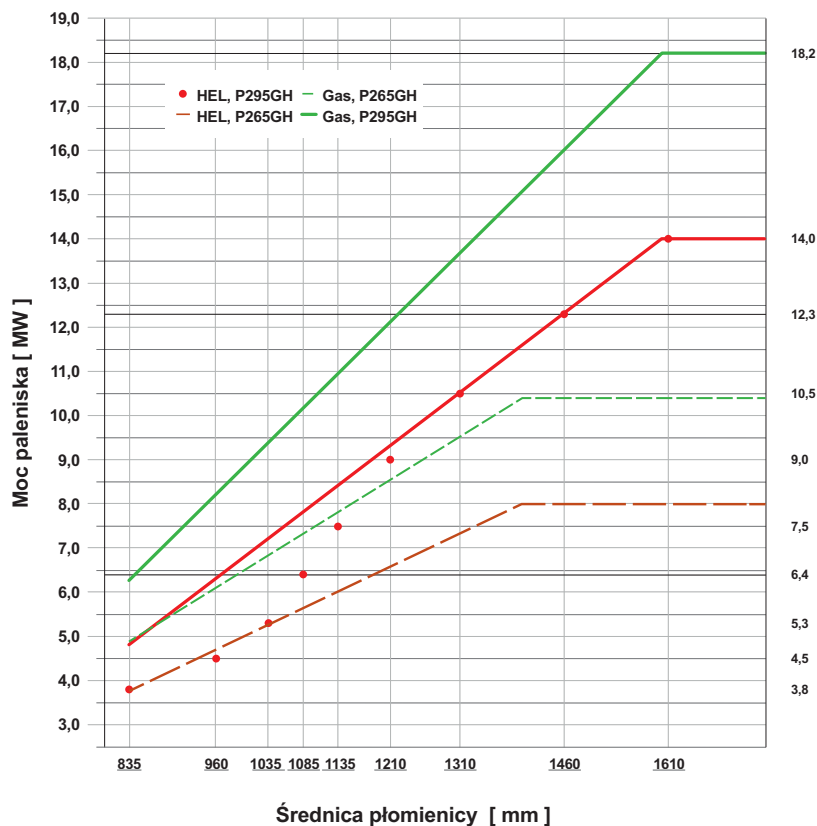
Vitomax 200 HS - M75

Max. moc paleniska wg DIN EN 12953-3

Wielkość kotła	1	2	3	4	5	6	7	8	9	A	
Wydajność pary*	5,0	6,0	7,0	8,5	10,0	12,0	14,0	17,0	21,0	26,0	t/h
Orientacyjna średnica płomienicy	835	960	1035	1085	1135	1210	1310	1460	1610	1610	mm

Rodzaj paliwa, Rodzaj stali	Max. moc paleniska wg DIN EN 12953-3										
HEL, P265GH	3,76	4,70	5,26	5,64	6,01	6,58	7,33	8,00	8,00	8,00	MW
Gas, P265GH	4,89	6,11	6,84	7,33	7,82	8,55	9,52	10,40	10,40	10,40	MW
HEL, P295GH	4,82	6,32	7,22	7,82	8,42	9,32	10,52	12,32	14,00	14,00	MW
Gas, P295GH	6,27	8,22	9,39	10,17	10,95	12,12	13,68	16,02	18,20	18,20	MW

Kontrola temperatury płomienicy wymagana jest przy: 1. Średnicy płomienicy > 1400 mm
2. Moc cieplnej paleniska: > 12 MW dla oleju lekkiego, > 15,6 MW dla gazu (wg. normatywów VD 2003/1)



* Podawana wydajność pary jest wartością orientacyjną. Rzeczywista wydajność pary zależna jest od ciśnienia w kotle, rodzaju paliwa oraz wymagań dla emisji zanieczyszczeń.

D.2.2 Kontrolowanie temperatury płomienicy (FTÜ)

Dla pewnych wartości mocy cieplnych ($\dot{Q}_F$) i odpowiednich konstrukcyjnych średnic płomienic (d_f) konieczne są, zależnie od przepisów krajowych, odpowiednie systemy kontroli temperatury płomienicy FTÜ (patrz wartości z tabeli):

Rys. D.2.2-1 Średnica płomienicy w zależności od mocy paleniska (zabiegi dodatkowe)		
Rodzaj paliwa	Olej opałowy HEL	Gaz
$\dot{Q}_F$ (MW) d_f (mm)	≤ 12 > 1400	$\leq 15,6$ > 1400
$\dot{Q}_F$ (MW) d_f (mm)	> 12 > 1400	$> 15,6$ > 1400
$\dot{Q}_F$ (MW) d_f (mm)	> 12 < 1400	$> 15,6$ < 1400

(Źródło: DIN EN 12953-3)

Dodatkowo do wymagań DIN EN 12953-3, Porozumienie Branżowe określa następujące wymagania (stan na 11/2004), które należy odpowiednio uwzględnić przy doborze i wymiarowaniu.

Wskazówka

Przy stosowaniu materiału P355GH (dopuszczalnego tylko dla płomienic falistych) należy instalować system kontroli temperatury. Obowiązuje to także dla paleniskowych mocy cieplnych ($\dot{Q}_F$) i średnic płomienic (d_f) wynoszących:
 $d_f > 1400$ mm
 $\dot{Q}_F > 12$ MW (olej) i
 $\dot{Q}_F > 15,6$ MW (gaz)

Rys. D.2.2-2 Kontrolowanie temperatury płomienicy	
Kryterium	Działania
Średnica płomienicy ≤ 1400 mm	■ Graniczne obciążenie cieplne według EN 12953 aż do wartości obciążenia płomienicy 12 MW przy spalaniu oleju wzgl. 15,6 MW przy spalaniu gazu – ważne dla materiału płomienicy P295GH. ■ maksymalne obciążenie cieplne płomienicy 8,0 MW przy spalaniu oleju wzgl. 10,4 MW przy spalaniu gazu – ważne dla materiału płomienicy P265GH. ■ maks. grubość ścianki płomienicy dla kotłów spalających olej i gaz nie może przekroczyć 20 mm. ■ Możliwa jest grubość ścianki 22 mm, pod warunkiem zapewnienia kontrolowania jakości wody zasilającej i kotłowej zgodnie z informacją DDA (Niemiecka Komisja Kotłów Parowych) o instalowaniu i eksploatacji lądowych kotłów parowych, lub zainstalowania systemu kontroli temperatury płomienicy
Średnica płomienicy > 1400 mm	■ Kontrola temperatury ścianki płomienicy w 6 punktach pomiarowych, rozmieszczonych na obwodzie pod kątem 120°. ■ 1. pierwszy rząd w odległości 0,8 dF, ■ 2. drugi rząd w odległości 600 mm za 1. rzędem ■ Sprawdzenie układów kontroli wartości granicznych i nierównoważnych, ograniczników temperatury, rewizja wewnętrzna płomienicy od strony spalin należy przeprowadzać w okresach 18-miesięcznych, poczynając od 6 roku po uruchomieniu.
Paleniskowa moc cieplna > 12 MW (olej) $> 15,6$ MW (gaz)	■ Kontrola temperatury ścianki płomienicy w 6 punktach pomiarowych, rozmieszczonych na obwodzie pod kątem 120°. ■ 1. pierwszy rząd w odległości 0,8 dF, ■ 2. drugi rząd w odległości 600 mm za 1. rzędem ■ Sprawdzenie układów kontroli wartości granicznych i nierównoważnych, ograniczników temperatury i rewizja wewnętrzna płomienicy od strony spalin należy przeprowadzać w okresach 18-miesięcznych, poczynając od 6 roku po uruchomieniu.

Dodatkowo należy poddać próbie rozciągania na gorąco w 300°C zestaw znormalizowanych próbek, które muszą potwierdzić wymagane właściwości wytrzymałościowe i wydłużenie przy zerwaniu nie mniejsze od odpowiedniej wartości w temperaturze pokojowej.

Dodatkowo do postanowień Porozumienia Branżowego 2000/1 należy przewidzieć 18-miesięczny cykl rewizji płomienicy od strony spalin.

D.2.3 Eksploatacja podgrzewacza wody (ECO)

W zależności od stosowanych parametrów pracy (temperatura pary nasyconej) = f (ciśnienia roboczego pary) zazwyczaj spotyka się dwa warianty pracy podgrzewacza wody (ECO), tzw. zintegrowanego podgrzewacza wody.

W temperaturze wody zasilającej na wlocie do ekonomizera 102°C i ciśnieniu roboczym pary do 12 bara) rozróżnia się:

- Typ 100 – dla temperatur spalin za podgrzewaczem wody 180°C, oraz
- Typ 200 – dla temperatur spalin za podgrzewaczem wody 130°C.

Karty doboru i obliczeń (patrz wytyczne projektowania dla danego kotła) dla kotłów parowych Vitomax 200-HS ze zintegrowanym podgrzewaczem wody typu 100/200.

Przy uwzględnieniu dalszych, wymaganych przez klienta parametrów spalin, takich jak:

- podanie temperatury punktu rosy dla startu zimnego,
- praca z obejściem spalin,
- wykorzystanie ciepła kondensacji przez zamierzone i kontrolowane doprowadzenia do kondensacji pary wodnej w spalinach możliwe są inne wykonania podgrzewaczy wody, jak ekonomizery „wbudowane” lub „dostawiane”, wymagające osobnego opracowania konstrukcyjnego i obliczeń.

Rys. D.2.2-3 Obciążenie cieplne płomienicy

Przepis	TRD z Porozumieniem Branżowym 94/1	DIN EN 12953 lub TRD z Porozumieniem Branżowym 2003/1
maks. moc paleniska		
spalanie oleju	10,5 MW	14,0 MW
spalanie gazu	13,65 MW	18,2 MW
Materiał	H11	P265GH (maks. 8 MW przy spalaniu oleju i maks. 10,4 MW przy spalaniu gazu)
	17 Mn ₄	P295GH
maks. nominalna grubość ścianki	20 mm	22 mm

Uzasadnienie

A:

Jeśli jako paliwo główne stosowany jest olej opałowy EL lub gaz ziemny E, a jako paliwo zapasowe przykładowo olej opałowy S, to powierzchnie wymiany ciepła podgrzewacza wody projektuje się dla paliwa głównego. Aby przy spalaniu oleju opałowego S rury żebrowe ekonomizera nie ulegały niedopuszczalnemu zanieczyszczeniu i nie pogarszała się przez to sprawność, lub aby zawierające siarkę spaliny nie kondensowały niszcząc podgrzewacz wody, spaliny prowadzi się w tym wypadku obejściem, omijającym podgrzewacz wody. Można tu skorzystać z rozwiązań, oferowanych przez różnych producentów.

Powstające dodatkowe nakłady inwestycyjne zwracają się dzięki dodatkowemu odzyskowi ciepła ze spalin (zintegrowany ekonomizery) i wynikającej stąd oszczędności paliwa rzędu 4 do 7% w ciągu mniej niż pół roku, przy założeniu około 6000 godzin ruchu kotła rocznie (patrz przykładowe zgrubne obliczenia w punkcie D 3.2.2).

Spadek temperatury spalin na kotle rzędu 100 K pozwala oczekiwać przyrostu sprawności kotła o ok. 5%.

B:

jeśli istniejący system odprowadzania spalin wymaga utrzymania temperatur minimalnych.

^{a)} Dla ciśnień roboczych pary od > 12 bar do ≤ 25 bar wraz z wzrostem ciśnienia rośnie również temperatura pary nasyconej (Temperatura pary nasyconej = f (nadciśnienia roboczego); patrz tabela. 2/2.1 rozdział. G2) i tym samym analogiczne rośnie oczekiwana temperatura spalin

D.2.3.1 Moc cieplna podgrzewacza wody

Na podstawie bilansu termodynamicznego spalinowego wymiennika ciepła (ECO) można wyznaczyć całkowitą moc cieplną (w kW) podgrzewacza wody z następującej zależności:

$$\dot{Q}_{ECO} = \frac{q_{ABG/Kessel} - q_{ABG/ECO}}{100} \times \dot{B}_B \times \dot{H}_i$$

$$q_{ABG/Kessel} = (T_{ABG/Kessel} - T_{Luft}) \times \frac{A}{21 - O_2} + B \quad [\%]$$

$$q_{ABG/ECO} = (T_{ABG/ECO} - T_{Luft}) \times \frac{A}{21 - O_2} + B \quad [\%]$$

$$T_{ABG/Kessel} = \text{temperatura spalin na wylocie z kotła } \triangleq \text{temperaturze spalin na wlocie do podgrzewacza wody} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{ABG/ECO} = \text{temperatura spalin na wylocie z podgrzewacza wody} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{Luft} = \text{temperatura powietrza do spalania} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$O_2 = \text{stężenie tlenu w spalinach suchych}^1 \quad [\% \text{ obj.}]$$

¹ Przy istniejącej regulacji zawartości tlenu w spalinach z 3% tlenu

$\dot{B}_B$ = oszacowana ilość paliwa [m^3/h lub kg/h]

$$\dot{B}_B = \frac{\dot{m}_{FD} \times (h''_{FD} - h'_{SPW})}{H_i \times \eta_{K(m)}} \times 100 \%$$

$\dot{B}_B$ = oszacowana ilość paliwa [m^3/h i/lub kg/h]

$\dot{m}_{FD}$ = ilość pary świeżej na jeden kocioł parowy w kg/h

h''_{FD} = entalpia pary świeżej w kWh/kg (kJ/kg)

h'_{SPW} = entalpia wody zasilającej w kWh/kg (kJ/kg)

H_i = wartość opałowa paliwa w $\text{kWh}(\text{kJ})/\text{kg}$, i/lub $\text{kWh}(\text{kJ})/\text{Nm}^3$

$\eta_{K(m)}$ = średnia sprawność cieplna kotła w %, jako wartość oczekiwana ok. 93,5% (przy założeniu obszaru wyboru: $\geq 92,5\%$ do $\leq 93,5\%$) – i/lub z karty danych technicznych w zależności od obciążenia kotła i wariantu usytuowania podgrzewacza wody.

Wskazówka

Bilans powinien uwzględniać ilość wody zasilającej, gdyż ze względu na straty naodmulanie i odsalanie jest ona większa od ilości pary. Ponieważ w fazie projektowania brak jest na ten temat wiarygodnych danych, przyjęło się założenie, że strumień masowy pary jest równy strumieniowi masowemu wody zasilającej.

Rys. D.2.3-3 Podgrzewacz wody z wylotem bocznym



Rys. D.2.3.1-1 A i B – Współczynniki Siegerta = f (paliwa); (stałe)

Współczynniki paliwa	Stale: olej lekki	Stale: olej ciężki	Stale: gaz ziemny	Stale: gaz miejski
A	0,67	0,69	0,66	0,63
B	0,007	0,007	0,009	0,011

Rys. D.2.3.1-2 H_i – Wartość opałowa w kWh/kg, (kJ/kg) i/lub kWh/Nm³ (kJ/Nm³)

Paliwo	Olej opałowy EL	Olej ciężki (S)	Gaz ziemny (E)	Gaz miejski (LL)
kWh/kg	11,9	11,3	–	–
kJ/kg	42.700	40.700	–	–
kWh/Nm ³	–	–	10,35	8,83
kJ/Nm ³	–	–	36.000	31.800

Uwagi do wyznaczenia $\dot{Q}_{ECO}$

W oparciu o karty danych technicznych kotła Vitomax 200-HS – tutaj dane techniczne – do wyznaczenia strumienia masowego spalin z wydajności pary – można wyznaczyć z „podwyższoną dokładnością” łączne moce cieplne podgrzewaczy wody typu 100/200 z zależności:

$$\dot{Q}_{ECO} = (h_{ABG/Kessel} - h_{ABG/ECO}) \times \dot{m}_{FD} \times R / \rho_{ABG} \quad \text{w kW}$$

gdzie: $h_{ABG/Kessel}$ – entalpia spalin na wylocie z kotła kWh/Nm^3

$$\text{obliczona ogólnie ze wzoru } h_{ABG/Kessel} = \frac{T_{ABG} - 8}{2500} \quad \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3}$$

oraz $h_{ABG/ECO}$ – entalpia spalin na wylocie z podgrzewacza wody kWh/Nm^3

oraz ρ_{ABG} – średnia gęstość spalin przy założeniu $\rho_{ABG} = 1,345 \text{ kg/Nm}^3$

oraz R – współczynnik bezwymiarowy, wyznaczony z w/w kart danych technicznych w zależności od ciśnienia roboczego i typu ekonomizera

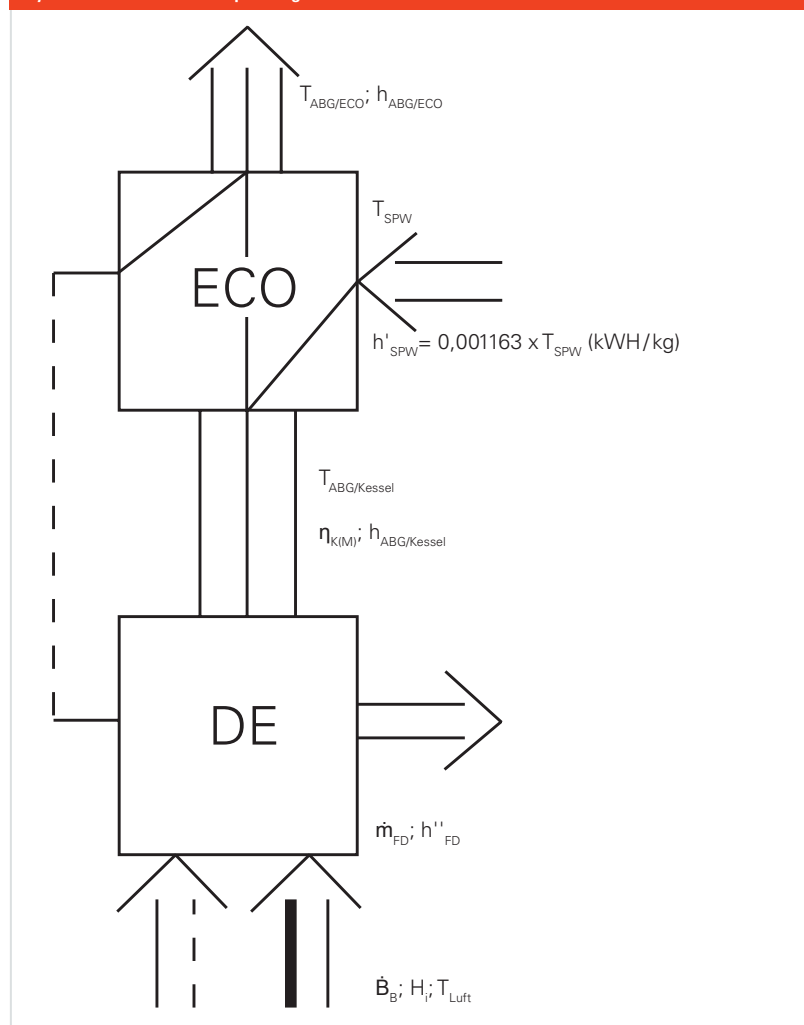
Rys. D.2.3-4 Podgrzewacz wody ustawiony na kotle



^{a)} Entalpia pary świeżej
w kWh/kg, wyznaczona
[Tab. 2/2.1] = f (istniejących
parametrów pary – ciśnienia/tem-
peratura) dla pary przegrzanej
i h_{FD}^* – dla pary nasyconej.

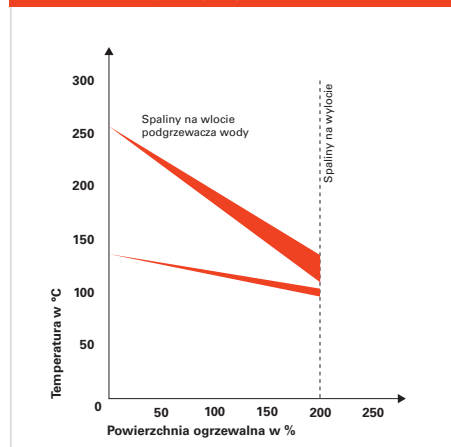
D.2 Zakres produkcji

Rys. D.2.3.1-5 Bilans kotła parowego



Bilans kotła parowego (SB) z ECO
(uproszczony)

Rys. D.2.3.1-6 Wykres temperatur na powierzchni wymiany ciepła



^{a)} Funkcję kosztów wyznaczono w oparciu o odpowiednie opracowania ofertowe (stan na 2005/2006, firma Rosink).

^{b)} do określenia przez klienta

$\dot{m}_{FD}$ = ilość pary świeżej na jeden kocioł parowy (kg/h)
 h_{FD} = entalpia pary świeżej (para nasycona (h''_{FD}) i/lub (h_{FD}) para przegrzana), wyznaczona z (Tab.2/2.1) = f (istniejącego ciśnienia i temperatury pary świeżej)
 T_{spw} = temperatura wody zasilającej (°C) (temperatura odgazowania w funkcji ciśnienia odgazowania z (Tab. 2)
 h'_{spw} = entalpia wody zasilającej w (kWh/kg)
 Tab. 2, Rozdział. G2

D.2.3.2 Amortyzacja podgrzewacza wody (A_{ECO})

Z wyznaczonych w D.2.3.1 wartości można obliczyć okres amortyzacji wg wzoru:

$$A_{ECO} = \frac{K_{ECO} \times H_i}{\dot{Q}_{ECO} \times k_B \times b}$$

stosując dodatkowo potrzebną wielkość obliczeniową

K_{ECO} – oczekiwany koszt podgrzewacza wody w (€) zaczerpnięty z przygotowanej w tym celu oferty.

Wskazówka

Do sporządzenia „zgrubnego” kosztorysu pomocna może być następująca funkcja kosztów ^{a)}:

$$K_{ECO} = 11.500 + 23,94 \times \dot{Q}_{ECO} \text{ w (€)}$$

k_B – aktualna jednostkowa cena paliwa w (€/kg i/lub w €/Nm³)^{a)}

b – oczekiwane roczny czas pracy ^{b)} (godzin pracy z pełnym obciążeniem) instalacji, potrzebny do pokrycia rocznego zapotrzebowania pary.

Przykład obliczeń szacunkowych:

Dla otrzymanej łącznej mocy cieplnej
podgrzewacza wody, wynoszącej

$\dot{Q}_{ECO} = 365 \text{ kW}$ i cenie ciepła dla gazu ziemnego (H), wynoszącej $0,04 \text{ €/kWh}$,
lecz z odniesieniem do zużycia jednostkowego

$$k_g = 0,04 \text{ €/kWh} \times H_i = 0,04 \text{ €/kWh} \times 10,35 \text{ kWh/Nm}^3$$

$$k_g = 0,414 \text{ €/Nm}^3$$

przy oczekiwanej cenie podgrzewacza wody:

$$K_{ECO} = 11500 + 23,94 \times 365 \text{ kW} = 20238,10 \text{ €}$$

i założonym rocznym czasie pracy z pełnym obciążeniem

$b = 6000 \text{ h/a}$ otrzymamy okres amortyzacji wynoszący

$$A_{ECO} = \frac{20.238,10 \times 10,35}{365 \times 0,414 \times 6000} = 0,231 \text{ lat}$$

Wskazówka

Wartość $\dot{Q}_{ECO}$ wyznaczono na podstawie wartości i wielkości
obliczeniowych otrzymanych z wzorów podanych D.2.3.1:

Paliwo		= gaz ziemny E
Ciśnienie pary		= 12 bar
Temperatura wody zasilającej T_{spw}		= 102°C
Temperatura spalin bez ECO $T_{ABG/Kessel}$		= 252°C
Zawartość O_2 w spalinach		= 3%
Współczynniki Siegerta	A	= 0,66
	B	= 0,009
Wartość opałowa H_i		= 10,35 kWh/Nm ³
Entalpia pary nasyconej h''_{FD}		= 0,7737 kWh/kg
Entalpia wody zasilającej h'_{spw}		= 0,119 kWh/kg
Ilość pary $\dot{m}_{FD}$		= 12000 kg/h
Obciążenie kotła		= 100%
Typ podgrzewacza wody		= 200
Temperatura spalin z ECO $T_{ABG/ECO}$		= 132°C
Temperatura powietrza T_{Luft}		= 20°C
Sprawność kotła (wg karty danych technicznych) $\eta_{K(m)}$		= 94,75%

Wskazówka

Aktualne ceny gazu i ole-
ju patrz w Internecie pod:
www.heizaelboerse.de
www.verivox.de;
www.carmen-ev.de
a dla Polski Towarowa
Giełda Energii
(www.tge.pl)

D.2 Zakres produkcji

D.2.3.3 Zastosowanie technologii kondensacji

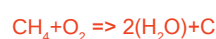
Technologia kondensacji (zwane także techniką kondensacyjną) może być zgodnie z aktualnym stanem wiedzy zastosowana do dodatkowego odzysku ciepła także w wysokoprężnych kotłach parowych.

Dodatkowe nakłady inwestycyjne są tu także kompensowane przez akceptowalnie krótkie okresy amortyzacji (patrz przykładowe obliczenia orientacyjne). Istotnym warunkiem jest jednak zapewnienie możliwie ciągłej dostępności odbiornika ciepła na odpowiednim poziomie temperaturowym, niższym od temperatury punktu rosy spalin dla użytkowanego paliwa (patrz rys. D.2.3.3-1).

Poprawa sprawności kotłowni parowej oznacza poprawę środowiska naturalnego. Przy stałej mocy cieplnej kotłowni emisja CO_2 obniży się przy spalaniu gazu, o ok. 9% (patrz rys. D.2.3.3-2)

Ze względu na wyższe wartości H_s i temperatury punktu rosy spalin przy spalaniu gazu istnieją korzystniejsze warunki zastosowania techniki kondensacyjnej, niż w przypadku spalania oleju.

W wyniku reakcji chemicznej spalania (utleniania) metanu



powstaje w spalinach, w przypadku spalania gazu naturalnego, kondensat pary w ilości odpowiadającej teoretycznie maksymalnej ilości 1,5 kg/Nm³ paliwa. Kondensat ma odczyn pH w zakresie wartości od 3,5 do 5,2 (lekko kwaśny).

Kondensat należy przed odprowadzeniem zneutralizować do wartości pH od 6,5 do 9, na przykład przez przepuszczenie przez filtr wypełniony dolomitą i/lub dozowanie ługu sodowego (patrz wytyczne projektowe „Jakość wody dla kotłowni parowych” (Dodatek 2 rozdział G1).

Rys. D.2.3.3-1 Wartość opałowa i ciepło spalania gazu ziemnego i oleju opałowego – HEL				
Paliwo	Wartość opałowa (H_i)	Ciepło spalania (H_s)	Stosunek (%) $H_s/H_i \times 100$	Temperatura punktu rosy spalin (°C)
Gaz ziemny E	10,35 kWh/Nm ³	11,46 kWh/Nm ³	110,72	58
Gaz ziemny LL	8,83 kWh/Nm ³	9,78 kWh/Nm ³	110,75	58
Olej opałowy EL	11,9 kWh/kg	12,7 kWh/kg	106,72	47

W ten sposób sprawność kotłowni parowej ($\eta_{K(M)}$) zwiększa się dodatkowo i może osiągnąć wartości, odniesione do wartości opałowej (H_i) przekraczające 100%.

Zwiększenie sprawności kotłowni parowej (η^*) zależy głównie od ilości ciepła użytecznego (Q_{AWT}) pozyskanego dodatkowo przez technikę kondensacyjną i można je wyznaczyć z wzoru:

$$\eta^* = \eta_{K(M)} \times \left(1 + \frac{\dot{Q}_{AWT}}{\dot{m}_{FD}(h''_{FD} - h'_{spw})} \right) \quad [\%]$$

z wielkościami obliczeniowymi wymienionymi w punktach D.2.3.1 i D.2.3.3.

Wskazówka

Kondensat powstający przy spalaniu oleju HEL jest ze względu na zawartą w paliwie siarkę (ok. 0,2%) mocno kwaśny (wartości pH od 1,8 do 3,7) i agresywny. Urządzenia neutralizujące muszą być dodatkowo wyposażone w filtr z węglem aktywnym. Teoretycznie może powstawać do 1,035 kg kondensatu na kg paliwa (patrz rys. D.2.3.3-2).

Wspomniany wcześniej „dostawiony podgrzewacz wody” może być włączony w projekcie jako dodatkowy wymiennik ciepła, oprócz istniejącego, zintegrowanego podgrzewacza wody. Dostawiony podgrzewacz wody, łącznie z przyłączoną za nim instalacją odprowadzania spalin i przewodami odwadniającymi powinien być wtedy wykonany z odpornej na korozję stali szlachetnej.

W stale dostępnych odbiornikach ciepła, wraz z tymi, które mogą być dostępne na miejscu w takich przypadkach jak:

- niskotemperaturowe systemy grzewcze;
- podgrzew CWU; ciepło technologiczne na poziomie niskotemperaturowym

można sobie wyobrazić podgrzewanie z płynną regulacją temperatury wody uzupełniającej (wody zmiękczonej, przed wejściem do instalacji odgazowania).

Wariant układu kotła parowego ze zintegrowanym podgrzewaczem wody i dostawionym kondensacyjnym wymiennikiem ciepła, oparty o rys. D.2.3.3-3, przedstawiono informacyjnie na schemacie technologicznym (patrz załącznik A1).

z obliczeniem:

q_{kon} – zysk ciepła w % z techniki kondensacyjnej, wyliczony z wzoru:

$$q_{kon} = \frac{(H_s - H_i) \alpha}{H_i} \times 100$$

α = współczynnik kondensacji w zakresie 0,7 do 1,0, zależnie od temperatury medium chłodzącego.

Łączna moc cieplna kondensacyjnego wymiennika ciepła AWT w (kW) i oczekiwany okres amortyzacji (A) oblicza się w sposób analogiczny do przedstawionego w D.2.3.1 i D.2.3.2 dla podgrzewacza wody.

$$\dot{Q}_{AWT} = \frac{[(q_{ABG/ECO} - q_{ABG/AWT}) + q_{kon}]}{100} \times \dot{B}_B \times H_i \text{ oraz } A = \frac{K_{AWT} \times H_i}{\dot{Q}_{AWT} \times K_b \times b} [a]$$

A z bilansu cieplnego podgrzewacza wody kondensacyjnego (AWT) wylicza się konieczną do skroplenia pary wodnej w spalinach dodatkową ilość wody uzupełniającej:

$$\dot{m}_{zu/spw} = \frac{\dot{Q}_{AWT}}{h'_{zu/spw/A} - h'_{zu/spw/E}} \left[\frac{kg}{h} \right]$$

z temperaturą wody uzupełniającej na wlocie „wydatnie” niższą od temperatury punktu rosy pary wodnej (patrz rys. D.2.3.3-3).

Rys. D.2.3.3-2 Teoretyczne ilości kondensatu i wytwarzanie CO₂ przy całkowitym spalaniu

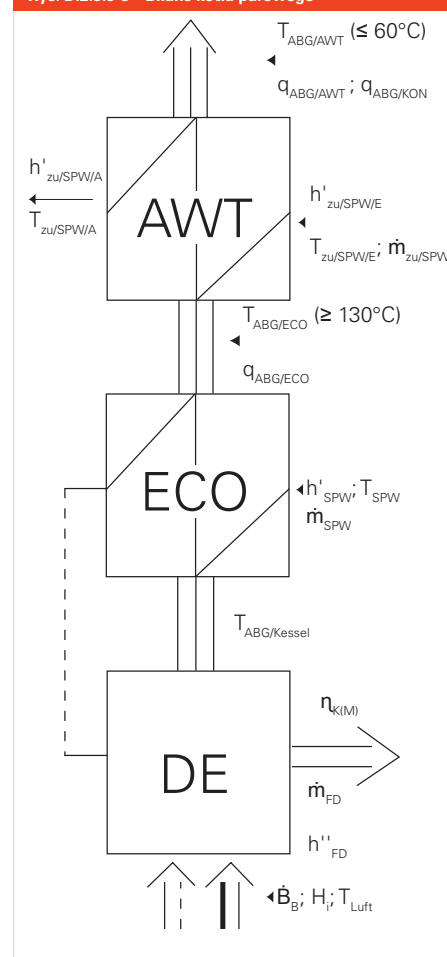
Paliwo	maks. teoretyczna ilość kondensatu ^{1,2}	maks. emisja CO ₂ (kg / kWh) odniesiona do	
		(H _i)	(H _s)
Gaz ziemny E	1,63 kg / Nm ³	0,2	0,182
Gaz ziemny LL	1,53 kg / Nm ³	0,2	0,182
Olej opałowy HEL	1,035 kg / kg	0,312	0,298

¹ odniesione do ilości paliwa

² przy odprowadzaniu kondensatu do kanalizacji publicznej należy uwzględnić lokalne przepisy komunalne (w Niemczech np. instrukcję roboczą ATV-DVWK-A251)

Analiza bilansu kotła parowego (DE) z podgrzewaczem wody (ECO) i kondensacyjnym podgrzewaczem wody spalin/woda (AWT) (w uproszczeniu)

Rys. D.2.3.3-3 Bilans kotła parowego



D.2 Zakres produkcji

Kondensacyjny wymiennik ciepła (AWT)

Dostawiony za podgrzewaczem wody zasilającej, jako 2 stopień odzysku ciepła w technice kondensacyjnej, z parametrami wody uzupełniającej na wlocie i wylocie:

$h'_{Zu/spw/E}$ = entalpia wody uzupełniającej (wlot) w (kWh/kg)

$h'_{Zu/spw/A}$ = entalpia wody uzupełniającej (wylot) w (kWh/kg)

$T_{Zu/spw/E}$ = temperatura wody uzupełniającej (wlot) w (°C)

$T_{Zu/spw/A}$ = temperatura wody uzupełniającej (wylot) w (°C) oraz

$\dot{m}_{Zu/spw}$ = strumień masowy dodatkowej wody uzupełniającej (kg/h).

Przykład obliczeń przybliżonych:

Przy założeniach i wartościach z obliczeń przybliżonych przeprowadzonych w punkcie D.2.3.2 otrzymamy przy uzupełniających założeniach dla:

■ temperatury spalin za AWT	$= T_{Abg/AWT} = 60^{\circ}\text{C}$
■ temperatury wody uzupełniającej na wlocie	$= T_{Zu/Spw/E} = 10^{\circ}\text{C}$
■ temperatury wody uzupełniającej na wylocie ^{a)}	$= T_{Zu/Spw/A} = 50^{\circ}\text{C}$
■ oczekiwanej ceny kondensacyjnego wymiennika ciepła (AWT)	$\approx 105\,000 \text{ €}^{b)}$
■ przy wyznaczonej łącznej mocy cieplnej AWT	$= \dot{Q}_{AWT} \quad 1\,019 \text{ kW}$

oczekiwany okres amortyzacji wynoszący:

$$A_{AWT} = \frac{k_{AWT} \times H_i}{\dot{Q}_{AWT} \times K_b \times b} \quad A_{AWT} = \frac{105\,000 \times 10,35}{1\,019 \times 0,414 \times 6\,000} \approx 0,429 \text{ lat}$$

przy wzroście sprawności do:

$$\eta^* = \eta_{k(M)} \left(1 + \frac{\dot{Q}_{AWT}}{\dot{m}_D (h''_{FD} - h'_{spw})} \right) = 94,75 \times \left(1 + \frac{1\,019}{12\,000 \times (0,7737 - 0,119)} \right) \approx 107\%$$

i koniecznej dodatkowej ilości wody uzupełniającej, przepływającej przez AWT, wynoszącej:

$$\dot{m}_{Zu/spw} = \frac{\dot{Q}_{AWT}}{h'_{Zu/spw/A} - h'_{Zu/spw/E}} = \frac{1\,019}{(0,0584 - 0,0118)} = 21\,867 \text{ kg/h}$$

Uwaga

Przy wybranej w przykładzie obliczeniowym ilości pary świeżej użytkownik zyskałby dodatkową korzyść z „odzyskanego” przez kondensację ciepła spalin w wysokości:

$$\dot{Q}_{Nutz/zusätzlich} \approx (21\,867 - 12\,000) \text{ kg/h} \times (0,0584 - 0,0118) \text{ kWh/kg} \approx 460 \text{ kW.}$$

W razie niedostępności odpowiedniego dodatkowego „odbiornika” tego ciepła ta ilość ciepła $\dot{Q}_{Nutz/zusätzlich}$ pozostaje niewykorzystana i sprawność maleje odpowiednio do wartości:

$$\eta^* = 94,75 \times \left(1 + \frac{(1\,019 - 460)}{12\,000 (0,7737 - 0,119)} \right) \approx 101,5\%$$

przy czym okres amortyzacji wzrasta odpowiednio do:

$$A = \frac{85\,000 \times 10,35}{559 \times 0,414 \times 6\,000} \approx 0,633 \text{ lat}$$

^{a)} Temperatura wody zasilającej „chłodzącej” AWT na wylocie winna być wybrana zawsze znacznie niżej od $T_{Abg/AWT}$

^{b)} wybrana cena ofertowa

D.2.3.4 Praca z przegrzewaczem pary (ÜH)

Stosowane są przegrzewacze pary dostosowane pod względem konstrukcji i techniki regulacji do wymaganych przez klienta zastosowań.

Przegrzanie pary o 50 K ponad daną temperaturę pary nasyconej osiąga się przy nieregulowanej pracy przegrzewacza, przy 100% obciążeniu kotła.

Przy żądanych przez klienta gwarantowanych temperaturach przegrzania ($\Delta t_{ÜH}$) należy uwzględnić ewentualnie występujące spadki temperatury (straty ciepła) pomiędzy kotłownią a odbiornikiem (patrz punkt D.8.3.4).

Należy dodatkowo uwzględnić zmniejszanie się temperatury przegrzania do wartości < 50 K w zależności od obciążenia kotła.

Rys. D.2.3.4-1 Obciążenie kotła

Obciążenie kotła (%)	35	50	75	100
$\Delta T_{ÜH}$ (K)	25	35	44	50

Wartości standardowe w odniesieniu do wydajności pary przy ciśnieniu pary nasyconej 12 bar i temperaturze wody zasilającej = 102°C.

Przy wymaganiu przegrzania o 50 K już w przypadku zadanego obciążenia < 100% producent winien przewidzieć odpowiednią regulację pracy przegrzewacza.

Regulacja jest tu realizowana „wewnętrznie” przez płynnie regulowane domieszanie „zimniejszej” pary nasyconej w funkcji temperatury ustalającej się za punktem zmieszania.

Uwaga

Alternatywą jest zastosowanie do uzyskania pożądanej temperatury przegrzania schładzaczy wtryskowych lub powierzchniowych, względnie regulowanie przegrzewania po stronie spalin.

Szczególne wymagania dotyczące środków bezpieczeństwa stosowanych do zapobiegania przed nadmiernym ciśnieniem, a także niezbędne techniki pomiarowe ciśnienia i temperatury przy eksploatacji kotłów z przegrzewaczami producent winien uwzględnić zgodnie z obowiązującymi przepisami (TRD 401).

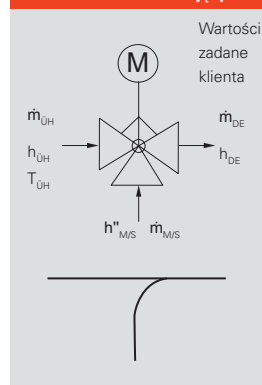
Wymagane ew. przez klienta temperatury przegrzania > 50 K możliwie są przy indywidualnych, uzgodnionych z producentem rozwiązaniach konstrukcyjnych (patrz przykład układu).

Przykład – Obliczenie szacunkowe

Przegrzewacz regulowany z domieszaniami pary nasyconej: (Vitomax 200-HS; wydajność pary nasyconej = 10 t/h, temperatura pary nasyconej = 195°C, ciśnienie = 13 bar, temperatura zadana przegrzania = 220°C przy obciążeniu kotła ok. 20%)

Obciążenie kotła (%)	20 ^{a)}	40	60	80	100
$\Delta T_{ÜH}$ (K) nieregulowany	20	42	59	72	82
$\Delta T_{ÜH}$ (K) regulowany ^{b)}	20	25	25	25	25

Rys. D.2.3.4-2 Zawór mieszający



Rys. D.2.3.4-3 Przegrzewacz pary



a) b) Podane w przykładzie obliczeniowym obciążenie kotła 20% stanowi „przypadek specjalny”. Zazwyczaj producenci określają dolną wartość obciążenia kotła na 35%.

D.2 Zakres produkcji

Zasada domieszania pary nasyconej

Wymagana ilość domieszanej pary nasyconej (w $\dot{m}_{M/S}$) oblicza się z:

$$\dot{m}_{M/S} = \frac{\dot{m}_{DE} \times (h_{UH} - h_{DE})}{(h_{UH} + h''_{M/S})} \quad (\text{kg/h})$$

przy następujących wielkościach zmiennych obliczeniowych:

$\dot{m}_{DE}$	wymagana przez klienta ilość pary (kg/h)
$\dot{m}_{M/S}$	wymagana ilość domieszanej pary nasyconej (kg/h)
h_{DE}	entalpia pary (Tab. 2) (kJ/kg) jako funkcja wartości zadanych klienta (ciśnienie, temperatura)
h_{UH}	entalpia pary (Tab. 2) (kJ/kg) jako funk- cja temperatury przegrzania, koniecz- nej dla osiągnięcia wymaganej przez klienta temperatury zadanej
$h''_{M/S}$	entalpia pary domieszanej (Tab. 2) (kJ/kg) jako funkcja wybranych parametrów pary nasyconej

z formułami pochodzącymi z:
bilansu ilościowego->

$$\dot{m}_{DE} = \dot{m}_{UH} + \dot{m}_{M/S} \quad (\text{kg/h})$$

bilansu cieplnego->

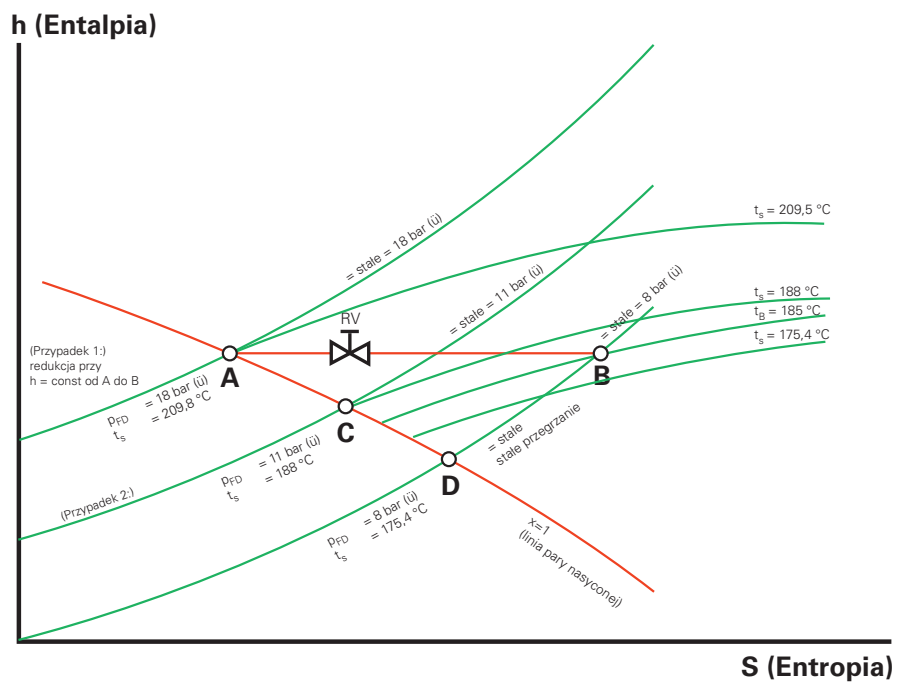
$$\dot{m}_{DE} \times h_{DE} = \dot{m}_{UH} \times h_{UH} + \dot{m}_{M/S} \cdot h''_{M/S} \quad (\text{kJ/h})$$

Bierze się często pod uwagę możliwość wy-
boru kotła z wyższym ciśnieniem i uzyskania
następnie przegrzania przez redukcję ciśnienia.

Podejście takie przedstawiono na
rys. D.2.3.4-4. Jest to jednak podejście
tylko czysto teoretyczne.

W praktyce entalpia pary przegrzanej jest
pomniejszana przez udział pary nasyconej,
wskutek czego nie osiąga się znaczącej
temperatury przegrzania.

Rys. D.2.3.4-4 Przypadek 1. i 2. na wykresie Molliera-h-s dla pary wodnej (rozważanie teoretyczne)



Rys. D.2.3.4-5 Kocioł parowy z przegrzewaczem



D.2 Zakres produkcji

Rys. D.2.3.5-1 Wężownica grzewcza



D.2.3.5 Utrzymanie ciśnienia/temperatury w kotle

Zasadnicze możliwości przedstawiono i objaśniono w (C 1.3.1 i załączniku A2) jako dwa warianty (VA i VB).

Obok przedstawionych wariantów:

(VB) podtrzymanie ciśnienia przez spalanie

wersja tutaj:

(VA) podtrzymanie ciśnienia przed dodatkową powierzchnią grzewczą (wężownicą grzewczą), zainstalowaną w przestrzeni wodnej kotła parowego, jest najczęściej stosowana w praktyce. Jest to też metoda najoszczędniejsza pod względem energetycznym.

Zaletą tego wariantu w przypadku kotłowni wielokotłowej jest równomierny rozkład temperatury w kotle. Unika się uwarstwienia temperaturowego i tym samym naprężeń termicznych.

Poniżej podano wskazówki i wartości standardowe dla orientacyjnego doboru wymaganej powierzchni wężownicy (Hf_R):

Z zależności (obliczenie przekazywania ciepła lub strumienia ciepła przez ściankę rury)

$$Hf_R \approx \frac{\frac{\eta_{wST}}{100} \times \dot{m}_{FD} \times (h''_{FD} - h'_{spw})}{k_{f(m)} \times \Delta T_m} \quad \text{w m}^2$$

wylicza się z wielkości obliczeniowych zmiennych dla:

η_{wST} straty promieniowania kotła parowego w %
 $\dot{m}_{FD}$ ilość pary świeżej w kg/h
 h''_{FD} entalpia pary nasyconej = f (p_g) z (Tab. 2) w kWh/kg
 h'_{spw} entalpia wody zasilającej = f (temperatury wody zasilającej) w kWh/kg z (załącznika, tabela 2)
 $k_{f(m)}$ średni współczynnik przenikania ciepła przy swobodnej konwekcji wg (załącznik L8) między kondensującą parą-> stałą-> wodą w (kWh/hKm²) z danymi w zakresie od 0,291 do 1,163 kWh/hKm²

ΔT_m średnia różnica temperatur w (K) pomiędzy temperaturą wrzenia wody kotłowej, w funkcji ciśnienia roboczego (p_g) i wybranego „schłodzenia” wody w kotle w wyniku strat promieniowania, przy:

ΔT_{max}
= maksymalnie dopuszczalnemu „schłodzeniu”

i

ΔT_{min}
= minimalne dopuszczalne „schłodzenie”

oraz dopuszczalnemu tu tylko ilorazowi

$$\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \leq 2$$

konieczną powierzchnię grzewczą wężownicy przy obliczeniach z

$$\Delta T_m = (\Delta T_{max} + \Delta T_{min})/2 \quad \text{w (K)}.$$

Wskazówka

Rurowa powierzchnia grzewcza (Hf_R) wykonana konstrukcyjnie jako zintegrowany „wtykowy wymiennik ciepła” (ew. jako pęczek U-rur) jest wstawiany w przestrzeń wodną kotła parowego (patrz rys. D.2.3.5-2).

Przykład obliczeń powierzchni węzownicy – Hf_R :

Przy założeniu:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{FD} &= 12000 \text{ kg/h} \\ p_B &= 13 \text{ bar} \\ \eta_{v/ST} &= 0,35\% \\ h''_{FD} &= 0,7744 \text{ kWh/kg} \\ h'_{spw} &= 0,121 \text{ kWh/kg} \\ k_{f(m)} &\approx 0,727 \text{ kWh/hKm}^2 \\ \Delta T_{max} &= 20 \text{ K} \\ \Delta T_{min} &= 10 \text{ K} \\ \Delta T_m &= (20+10)/2 = 15 \text{ K},\end{aligned}$$

(przyjęta temperatura wody zasilającej

$$T_{spw} \approx 104^\circ\text{C})$$

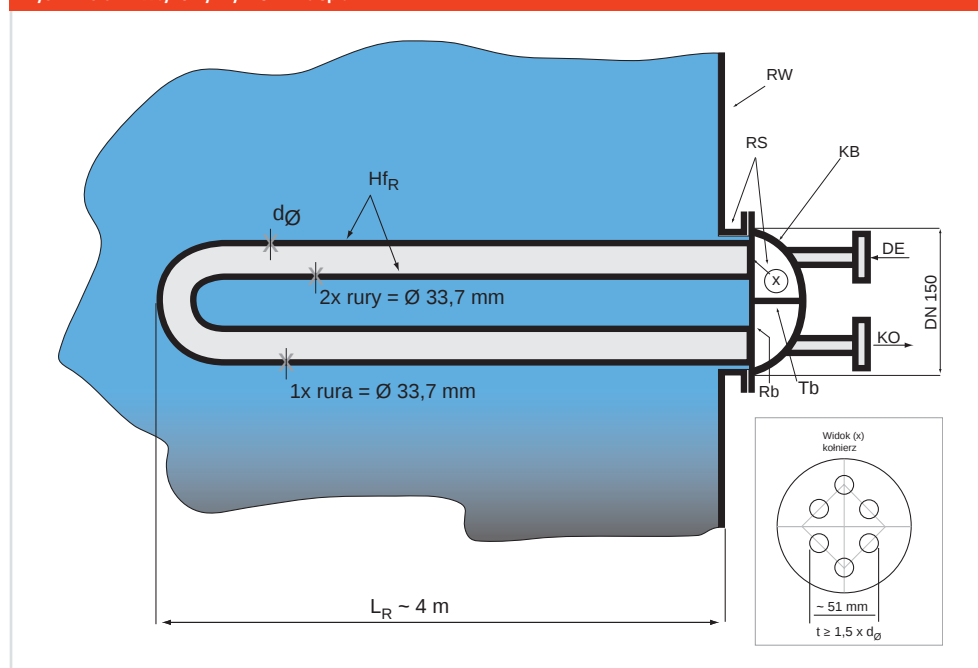
konieczna byłaby powierzchnia węzownicy
około

$$Hf_R \approx \frac{\frac{\eta_{v/ST}}{100} \times \dot{m}_{FD} \times (h''_{FD} - h'_{spw})}{k_{f(m)} \times \Delta T_m} \approx \frac{0,35}{100} \times 12000 \times (0,7744 - 0,121)}{0,727 \times 15} \approx 2,5 \text{ m}^2$$

Wynika stąd wymagana łączna liczba rur n , przy
przyjętej średnicy rury $33,7 \times 2,6 \text{ mm}$:

$$n = \frac{Hf_R}{d_\phi \times \pi \times L_R} = \frac{2,5 \text{ m}^2}{0,0337 \times \pi \times 4 \text{ m}} = 5,9 \quad \text{przyjęto 6 sztuk}$$

Rys. D.2.3.5-2 Wtykowy wymiennik ciepła



„Wymiennik wtykowy” jako
przykład wykonania dla przykładu
obliczeniowego

Legenda:

- RW = ściana sitowa kotła parowego
- RS = króciec z dennicą wypukłą (KB)
- Rb = kołnierz (Rb) i przegroda (Tb)
- DE = wlot pary grzewczej
- KO = odpływ kondensatu
- d_ϕ = średnica zewnętrzna rury
- t = podziałka rur
- n = liczba rur grzewczych
- L_R = długość rury grzewczej

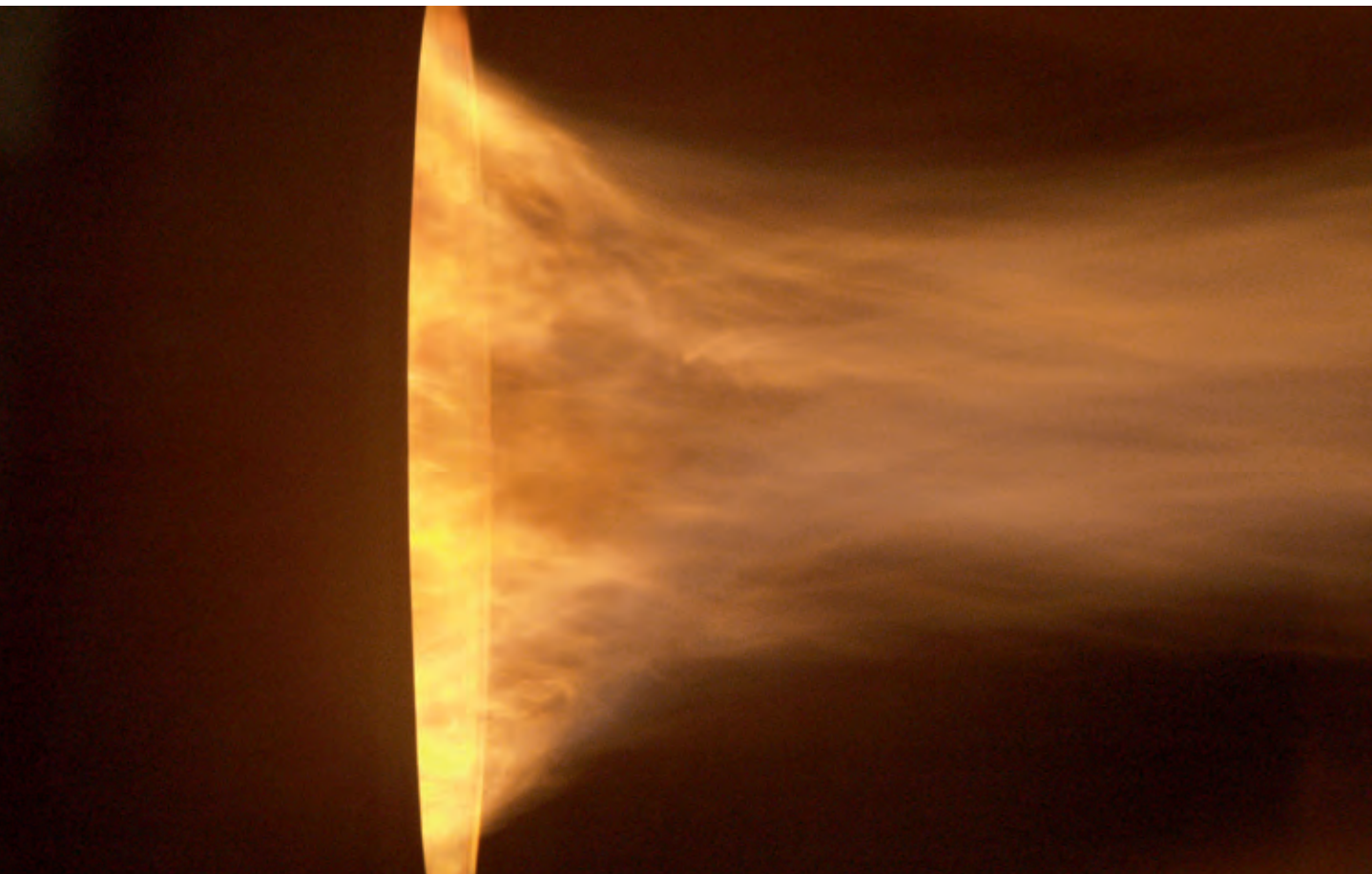


Foto: Weishaupt

Spalanie

Jeśli klient nie wymaga konkretnej marki, wybiera się palnik optymalny pod względem technicznym i ekonomicznym.

Przy doborze palnika należy brać pod uwagę rodzaj paliwa i łączną moc paleniska z uwzględnieniem specyficznych krajowych warunków dopuszczeniowych – w Niemczech rozporządzenia 1./4. BImSchV, instrukcje TA-Luft i/lub 13. rozporządzenie BImSchV.

Wyboru można dokonać z produktów firm zewnętrznych Riello, Elco, Saacke i Weishaupt.

Od strony regulacyjnej zaleca się:

- palnik gazowy – palnik modulowany
- palnik olejowy
 - palnik dwustopniowy, dla kotłów o wydajności pary do ok. 2,3 t/h
 - i
 - palnik modulowany, dla kotłów o wydajności pary > 2,3 t/h

D.3.1 Wentylator powietrza do spalania z regulowaną prędkością obrotów

- Zależnie od rocznej liczby godzin ruchu i obciążenia kotła
- Ewentualnie zalecany przy mocy zainstalowanej silnika wentylatora > 8 kW i prowadzeniu ruchu ze średnim obciążeniem rocznym ok. 50%.

Obliczenia orientacyjne celowości regulacji obrotów:

Przy zastosowaniu regulacji obrotów wentylatora palnika osiąga się przy przeciętnym obciążeniu kotła oszczędność ok. 40% kosztów energii elektrycznej.

Dodatkowa zaleta:

Zmniejszenie hałasu, gdyż wentylator nie musi przez cały czas pracować z pełną wydajnością.

Przykład obliczeniowy:

Moc silnika wentylatora (N)	: 30 kW
Oszczędność 40%	: 12 kW
Liczba godzin ruchu rocznie (B_{Std})	: 6000 h/a
Oszczędność roczna	: 72 000 kWh
Koszt energii elektrycznej (K_{ele})	: 0,08 €/kWh

Oszczędność roczna [K_{DZ}] z wzoru:

$$K_{DZ} = B_{Std} \times K_{ele} \times N$$

$K_{DZ} = 6000 \text{ h/a} \times 0,08 \text{ €/kWh} \times 12 \text{ kW}$
daje roczną oszczędność kosztów $K_{DZ} = 5760 \text{ €/a}$

Koszt inwestycji w regulację obrotów wynosi ~ 3500 € wobec czego okres amortyzacji wyniesie (A_{DZ}) = $3500 \text{ €} / 5760 \text{ €/a} = 0,61$ roku.

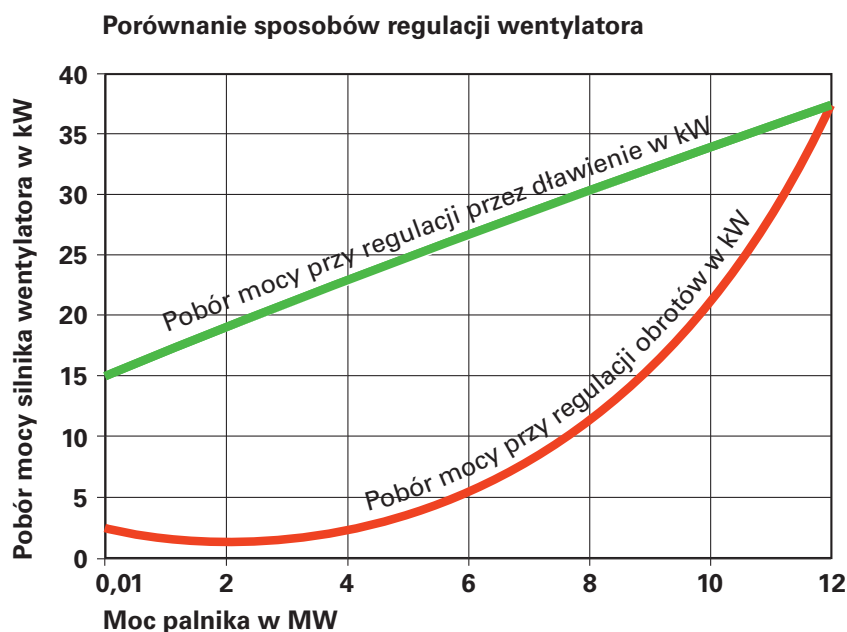
Wskazówka

Z charakterystyk mocy elektrycznej wentylatora:

$$N_2 = N_1 \cdot (n_2/n_1)^3$$

w (kW) wynika, że pobór mocy przez silnik spada do ok. 1/8 przy zmniejszeniu prędkości obrotowej o połowę (z $n_1 = 100\%$ obciążenia do $n_2 =$ obciążenie 50%).
Amortyzacja = f (rzeczywistego przebiegu obciążenia kotła i lokalnych cen energii elektrycznej).

Rys. D.3.1-1 Porównanie sposobów regulacji wentylatora



D.3 Spalanie

Wskazówka

Przy regulacji zawartości tlenu w spalinach dla wartości $\leq 3\%$ – O_2 minimalizuje się, ze względu na warunki stechiometryczne wartość współczynnika nadmiaru powietrza do spalania (λ).

Sprawność kotła poprawia się przez to o wartości rzędu 1%.

D.3.2 Stężenie tlenu w spalinach

- W stosunku stechiometrycznym ilości paliwa do ilości powietrza do spalania,
- Jeśli ma to zastosowanie, zalecane dla mocy palenisk > 10 MW, celem zapewnienia zgodności z wymaganiami prawnymi dotyczącymi emisji NO_x w spalinach
- Dla dalszego poprawienia współczynnika sprawności do około 1,3%, możliwe jest zastosowanie łączonej regulacji CO i O_2 , poprzez uzależnienie zawartości CO do regulacji O_2 , tzn. regulacja $O_2 = f$ (zawartość CO w gazach spalinowych), ale tylko dla pracy na gazie^{a)}.

Obliczenia orientacyjne regulacji O_2 / CO :

Obniżenie zawartości O_2 w spalinach podczas spalania gazu z wartości stężenia 3,5% do 1,0% obj. w temperaturze spalin ok. 240°C podwyższa sprawność o ok. 1,25%.

Odpowiada to oszczędności paliwa (dla spalania oleju opałowego EL):

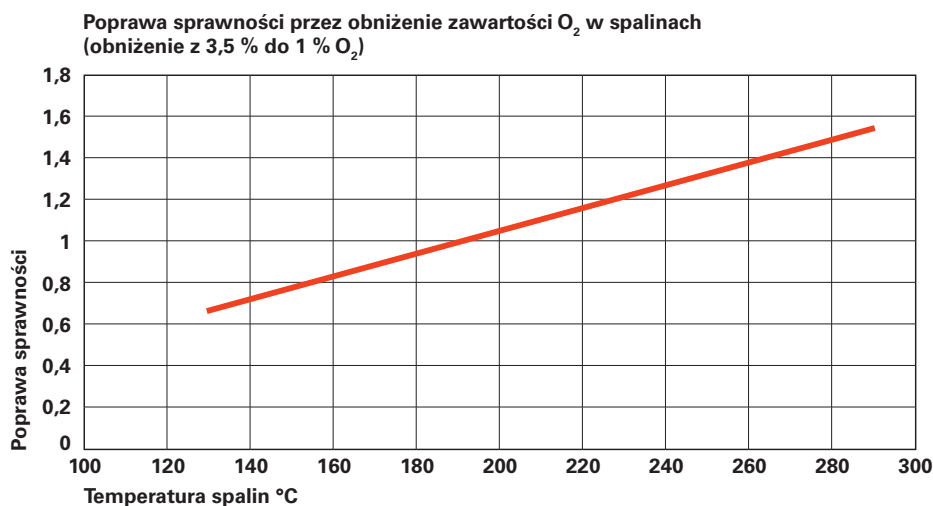
- dla 10 t/h, obciążenie 75% i 6000 h/rocznie: 39 500 l oleju opałowego EL rocznie, lub
- dla 15 t/h, obciążenie 75% i 6000 h/rocznie: 59 200 l oleju opałowego EL rocznie

Wskazówka

W temperaturze spalin 150°C poprawa sprawności wyniosłaby jeszcze ~ 0,8%.

^{a)} wraz z wzrostem stężenia CO można zmniejszać stężenie O_2 (obniżenie wartości współczynnika nadmiaru powietrza) aż do osiągnięcia stechiometrycznego minimum (wartość graniczna). Dalsze obniżanie stężenia tlenu (nadmiaru powietrza) spowodowałoby jednak „skokowy”, stromy wzrost zawartości CO , zwłaszcza przy spalaniu oleju EL. Przy spalaniu gazu wzrost stężenia CO nie jest tak znaczący i tym samym łatwiejszy technicznie do opanowania.

Rys. D.3.2-1 Porównanie rodzajów regulacji wentylatora



D.3.3 Ilość paliwa / zapotrzebowanie paliwa

D.3.3.1 Zapotrzebowanie paliwa ($\dot{B}_B$) – patrz D.2.1 (łączna moc cieplna)

Z podanego równania bilansu wylicza się zapotrzebowanie paliwa jako:

$$\dot{B}_B = \frac{\dot{m}_{FD} (h''_{FD} - h'_{spw}) \times 100}{H_i \times \eta_{K(M)}} \quad (\text{kg/h})^{**}$$

Przyjętą tu sprawność średnią $\eta_{K(M)}$ zaczerpnięto z kart danych technicznych kotła, dla odpowiedniego obciążenia i z uwzględnieniem pracy z lub bez ekonomizera spalin.

Przez wyznaczenie $\dot{B}_B$ można następnie wyznaczyć także:

- paleniskową moc cieplną (moc palnika)

$$\dot{Q}_F = \dot{B}_B \times H_i \quad (\text{kW}) \text{ oraz}$$

- moc znamionową kotła parowego

$$\dot{Q}_{DE} = \dot{Q}_F \times \eta_{K(M)} \quad \text{w kW}$$

i/lub

$$\dot{Q}_{DE} = \dot{Q}_F \times \eta_{K(\text{wg karty danych technicznych kotła})} \quad \text{w kW}$$

Jeśli istnieje protokół z badań palnika, to sprawność kotła można wyznaczyć następująco:

$$\eta_k = 100\% - 2\% - \left(\frac{A}{21 - O_{2tr}} + B \right) \times (\vartheta_A - \vartheta_L)$$

* założono 2% strat w instalacji

A, B współczynniki Siegerta

patrz rys. D.2.3.1-1

O_{2tr} zmierzone stężenie O_2

w spalinach suchych

ϑ_A temperatura spalin

ϑ_L temperatura powietrza

D.3.3.2 Roczne zapotrzebowanie paliwa ($\dot{B}_{B(a)}$)

Wyznaczone jako wartość orientacyjna z (L5) ze wzoru

$$\dot{B}_{B(a)} = \frac{b \times \dot{Q}_F \times \eta_K \times 100}{H_i \cdot \eta_{ges}} = \frac{b \times \dot{Q}_F \times \eta_K \times 100}{H_i \times \eta_K \times \eta_B \times \eta_v}$$

$$\dot{B}_{B(a)} = \frac{b \times \dot{Q}_F \times 100}{H_i \times \eta_B \times \eta_v} \quad \text{kg/a i/lub Nm}^3/\text{a}$$

gdzie:

$\dot{Q}_F$ moc cieplna paleniska (kW)

H_i wartość opałowa
w (kWh/kg) i/lub (kWh/Nm³)

b roczne oczekiwanie godziny pracy
przy pełnym obciążeniu

η_{ges} łączna sprawność kotłowni (%)

η_K sprawność znormalizowana kotła wg
karty danych technicznych kotła (%)

η_B sprawność dyżurna (%), spowodowana wychłodzeniem i promieniowaniem w czasie postoju kotła parowego, przy założeniu strat na promieniowanie 0,3 do 0,4%, zależnie od jakości izolacji i obciążenia kotła = 98%

η_v sprawność dystrybucji (%), zależna od jakości izolacji instalacji i sposobu jej rozplanowania, zakładana w granicach 90 do 98%.

D.3 Spalanie

D.3.3.3 Obliczenia spalania, uproszczone

Wyznaczone jako wartości praktyczne z (L4/L5) dla spalania gazu i oleju opałowego. W razie konieczności „dokładnego” wyznaczenia należy skorzystać z odpowiedniej literatury.

„Dokładnego” wyznaczenia dokonuje się tu na podstawie analizy składu paliwa.

Rys. D.3.3.3-1 Objętości powietrza do spalania i spalin

Paliwo	L _{min} w:		V _{A min} w:	
	Nm ³	wzgl. Nm ³	Nm ³	wzgl. Nm ³
	kg		kg	
Gaz ziemny E =	$0,260 \cdot H_i$	- 0,25	$0,272 \cdot H_i$	+ 0,25
	1000		1000	
Gaz ziemny LL =	$0,209 \cdot H_i$		$0,173 \cdot H_i$	+ 1,0
	1000		1000	
Olej opałowy EL(S) =	$0,203 \cdot H_i$	+ 2,0	$0,265 \cdot H_i$	
	1000		1000	

ze zmiennymi obliczeniowymi:

- L_{min} – teoretyczna ilość powietrza ($\lambda=1$);
- $V_{FG min}$ – teoretyczna objętość spalin (objętościowy przepływ spalin) ($\lambda=1$);
- H_i – dolna wartość opałowa paliwa dla oleju (w kJ/kg) i/lub dla gazu (w kJ/Nm³)

Przy „minimalnym” możliwym nadmiarze powietrza (λ) jako cel dla spalania pomiędzy:

- $\lambda \sim 1,1$ do $1,3$ przy spalaniu gazu, oraz
- $\lambda \sim 1,2$ do $1,5$ przy spalaniu oleju

otrzymamy jednostkowe zapotrzebowanie powietrza (L) i oczekiwaną jednostkową ilość spalin (V_A) z równania:

$$L = \lambda \times L_{min}$$

w Nm³/kg wzgl. Nm³/Nm³

oraz

$$V_A = V_{A min} + (\lambda - 1) \times L_{min}$$

w Nm³/kg wzgl. Nm³/Nm³

D.3.4 Powietrze do spalania, doprowadzanie powietrza

Powietrze potrzebne do spalania w zależności od wersji (patrz również punkt C.4.1) (wyznaczenie ilości powietrza patrz punkt D.3.3.3) może być pobierane bezpośrednio z pomieszczenia kotłowni parowej i/lub poprzez specjalne kanały doprowadzające z zewnątrz (spoza budynku). Należy zadbać, aby w pomieszczeniu kotłowni panowało ciśnienie +/- 0 mbar.

Opcja A

Przy pobieraniu powietrza z pomieszczenia kotłowni należy w projekcie przewidzieć odpowiednią wentylację nawiewną. Przy projektowaniu wentylacji nawiewnej należy uwzględnić następujące kwestie:

- otwór nawiewu powietrza w ścianie zewnętrznej, bezpośrednio za kotłem (najczęściej praktykowane);
- dolna krawędź otworu nawiewu powietrza ok. 300 do 500 mm nad powierzchnią posadzki;
- stosunek boków otworu maks. 1:2;
- przekrój otworu w świetle (orientacyjnie) $A_{nawiew} \sim 150 \text{ cm}^2 + (\dot{Q}_F - 50) \times 2$ w [cm²] gdzie $\dot{Q}_F$ = moc paleniska w [kW] (przepis FeuVA -Brandenburg – stan '97)
- dla mocy powyżej 20 MW obowiązuje następujące zalecenie: moce paleniska > 20MW: $A_{nawiew} \sim 150 \text{ cm}^2 + (Q_F - 50) \times 1,8$ w cm²
- W przypadku wymagania otworu wywiewnego przyjmuje się go w praktyce w wielkości 60% przekroju otworu nawiewnego.

Wskazówka

Przeliczenie wyznaczonej ilości powietrza i/lub spalin z (Nm³/h na m³/h) wg wzoru:

$$\text{Nm}^3/\text{h} \times (1 + 0,00367 \times T) = \text{m}^3/\text{h}$$

(T= rzeczywista temperatura medium w [°C], z pominięciem ciśnień roboczych)

Wskazówki

Konieczne jest uzgodnienie z właściwymi władzami (jednostka dozoru, nadzór przemysłowy, BHP i/lub władze budowlane)

- Maksymalne podciśnienie w pomieszczeniu kotłowni parowej $0,5 \text{ mbar} = 50 \text{ Pa}$ (TRD 403);
- Zabezpieczenie pomieszczenia przed mrozem, poprzez utrzymywanie temperatur pomieszczenia w zakresie $\geq 5^\circ\text{C}$ do $\leq 30^\circ\text{C}$;
- Przy spodziewanych temperaturach zewnętrznych $< 5^\circ\text{C}$ należy zastosować podgrzewanie powietrza np. przez zainstalowanie nagrzewnic z rurami żeberkowymi w otworze nawiewu powietrza lub przed nim, z uwzględnieniem zabezpieczenia nagrzewnicy przed zamarznięciem. Niezależna instalacja grzewcza pomieszczenia kotłowni np. poprzez zastosowanie elektrycznych naściennych nagrzewnic powietrza jest godna polecenia jedynie w przypadku planowania dłuższych postojów kotłowni parowej w miesiącach zimowych.
- Instalacje spalania projektuje się zazwyczaj dla „warunków normalnych”
gęstość powietrza – $1,2 \text{ kg/Nm}^3$
temperatura powietrza – 20°C
wysokość zainstalowania nrm – 0 m
oraz dla
zawartości O_2 w spalinach – 3% .
- Temperatury w pomieszczeniu w zakresie $\geq 0^\circ\text{C}$ do $\leq 5^\circ\text{C}$ wzgl. $\geq 30^\circ\text{C}$ do $\leq 40^\circ\text{C}$ oznaczają zmniejszenie lub zwiększenie strumienia objętościowego spalin. Powstałe wskutek tego „wahania” stężenia O_2 w spalinach można w sposób nieskomplikowany skompensować.

D.3 Spalanie

Rys. D.3.4-1 Obliczenia powietrza

Wysokość (m) n.p.m.	Ciśnienie (mbar)	Gęstość powietrza (kg/m ³) przy:		
		10°C	20°C	30°C
0	1 013	1,247	1,205	1,165
250	983	1,210	1,169	1,130
500	955	1,176	1,136	1,098
1 000	899	1,107	1,069	1,034
1 500	846	1,042	1,006	0,973

Zmiany objętości powietrza przy stałym strumieniu masowym powietrza w zależności od temperatury powietrza i wysokości nad poziom morza, wymagające uwzględnienia przy projektowaniu, przedstawiono na rys. D.3.4-1.

$$(\dot{V}_{\text{powietrza}} = \dot{m}_{\text{powietrza}} / \rho_{\text{gęstość powietrza}})$$

Opcja B

Przy pobieraniu powietrza z zewnątrz (spoza budynku) konieczne są kanały nawiewne, odporne na ciśnienie. Zabezpieczenie kotłowni przed mrozem, temperatury powietrza do spalania i wysokość n.p.m. należy uwzględnić analogicznie, jak w wariancie A.

Przy projektowaniu kanałów należy ponadto uwzględnić co następuje:

- Zapewnienie szczelności i wytrzymałość kanałów, odpowiednio do oczekiwanych ciśnień, spowodowanych powstającymi oporami przepływu i pokonywanymi przeciwcisnieniami;
- Wyznaczyć wielkości strat ciśnienia w kanale nawiewnym, z uwzględnieniem wszystkich możliwych elementów wbudowanych, jak tłumiki szumów ssania, nagrzewnice, kolana, kompensatory tkaniowe itp. (patrz też wyznaczanie oporów w rozdziale D 9);
- Wyznaczyć spodziewane przeciwcisnienie (opory przepływu po stronie spalin) dla:
 - kotła z ekonomizerem lub bez (patrz karta danych technicznych Vitomax 200-HS);
 - przewodów odprowadzania spalin, z uwzględnieniem zamontowanych w nich elementów, jak kompensatory, klapy, kolana i tłumiki szumów przepływu (wyznaczanie opisano w rozdziale D 9);

- Wbudowanie kierownic w załamania kanału (zwłaszcza w kolana 90°) celem zapewnienia możliwie laminarnego przepływu powietrza;
- Jeśli warunki na to pozwalają, należy za kolaniem 90° (zwłaszcza bezpośrednio przed palnikiem) zastosować prosty odcinek o długości 2 do 3 średnic równoważnych (d_{gl}).

Średnicę równoważną (d_{gl}) oblicza się z wzoru:

$$d_{gl} = \frac{4 \times \text{przekrój kanału}}{\text{obwód kanału}} = \frac{4 \times a \times b}{2 \times (a + b)}$$

gdzie „a” i „b” to boczne długości kanału

- Grubość blachy ścianek winna zapewnić wymaganą wytrzymałość i sztywność. W praktyce stosuje się blachy o grubościach 3 do 5 mm. Przy wybraniu cienkich blach (≥ 1,5 do ≤ 2,5) należy je dodatkowo usztywnić ramkami z kątownika. Zaleca się jednakże przeprowadzenie obliczeń sprawdzających odporność na odkształcenia (wybrzuszenie);
- Przy wymiarowaniu przekrojów kanału przyjmuje się orientacyjne prędkości przepływu powietrza 10 do 15 m/s, przy czym wartości „mniejsze” należy przewidzieć przed wlotem powietrza do palnika.

D.3.5 Emisje akustyczna z palników monoblokowych / duoblokowych

W nawiązaniu do opisywanych w punkcie E 1.4 emisji hałasu, należy już w fazie projektowania rozważyć ewentualne konieczne zabiegi ochrony przed hałasem.

Przy wyborze rodzaju palnika (patrz punkt C.4) można wstępnie przyjąć następujące wartości:

- Poziom ciśnienia akustycznego w dB(A) (mierzony 1 m przed palnikiem) zależnie od rodzaju palnika (mono- lub duoblok) w funkcji mocy paleniska i mocy wentylatora:
 - wartości w granicach od 82 dB(A) do 115 dB(A);
- Już przy silnikach wentylatora o mocy ≥ 8 kW^{el} można wg danych producentów można spodziewać się poziomu ciśnienia akustycznego ≥ 100 dB(A).

Przy oczekiwanych wartościach powyżej 85 do 88 dB(A), zgodnie z rozporządzeniem o stanowiskach pracy (ArbStättV)* w powiązaniu z wytycznymi VDI 2058, należy przewidzieć odpowiednio zabiegi dla redukcji hałasu: izolację akustyczną (obudowanie) w połączeniu z pochłanianiem dźwięku (absorpcją).

a) dla palników monoblokowych

Zastosowanie przesuwanych na rolkach obudów dźwiękochłonnych (obudowa i tłumik) zmniejszających hałas o 15–20 dB(A), zależnie od rodzaju użytego materiału dźwiękochłonnego.

b) dla palników duoblokowych

Obudowa usytuowana oddzielnie od wentylatora powietrza do spalania (ewentualnie ustawienie dmuchawy okrakiem na szczycie kotła i/lub ustawienie dmuchawy w osobnym pomieszczeniu (np. w piwnicy, pod kotłem). Istnieją tu różne możliwości wykonania izolacji akustycznej oraz wyboru materiału dźwiękochłonnego, pozwalające uzyskać zmniejszenie emisji hałasu o 20–25 dB(A).

Przy stosowaniu tzw. palników Low-NO_x może być niekiedy konieczne izolowanie akustyczne także samego palnika.

Wskazówka

Palniki monoblokowe z przesuwaną obudową dźwiękochłonną wymagają odpowiedniej ilości wolnego miejsca w przedniej części palnika do demontażu izolacji akustycznej.

Oprócz możliwości redukcji hałasu, opisanych pod a) i b) należy przy projektowaniu uwzględnić propagację hałasu (dźwięk powietrzny) na zewnątrz, przez układ spalinowy kotła (płomienice, płomieniówki, przewody spalin i komin).

Zależnie od konstrukcyjnego wykonania układu spalinowego, np. kocioł trzyciągowy lub dwuciągowy, z ekonomizerem wody lub bez, rodzaju i liczby załamań kanałów spalin, można założyć wytłumienie hałasu generowanego przez palnik o 5 do 10 dB(A).

Jeśli konieczne jest lepsze wygłuszenie, np. dla utrzymania dopuszczalnych wartości granicznych (wymagania urzędowe przepisów BImSchG, TA Luft i pozytywnej opinii środowiskowej) należy samodzielnie zaprojektować dalsze zabiegi, jak np. zainstalowanie tłumików szumów przepływu spalin.

Zalecenie

Tłumik szumów przepływu najlepiej dobrać na podstawie pomiarów emisji hałasu, wykonanych po uruchomieniu instalacji. Dla umożliwienia późniejszego wbudowania takiego tłumika w instalację odprowadzania spalin należy w niej z góry przewidzieć konstrukcyjnie odpowiednie tymczasowe wstawki.

Wskazówka

Przewody paliwa – patrz D.8.5.6

Wskazówka

Oprócz izolowania akustycznego palnika może również zająć konieczność akustycznego izolowania regulatora ciśnienia gazu oraz pomp (szumy przepływu).

* regulacje niemieckie

D.3 Spalanie

D.3.6 Wyznaczenie zapotrzebowania paliwa drzewnego (biomasy)

Zapotrzebowanie paliwa drzewnego (biomasy) można wyznaczyć w oparciu o wartość opałową i wymaganą moc znamionową. Istotnym czynnikiem jest przy tym jednak zawartość wody w paliwie oraz temperatura spalin.

$$B = \frac{Q}{H_u \times \eta}$$

B zapotrzebowanie paliwa [kg/h]

Q znamionowa moc cieplna [kW]

H_u wartość opałowa [kWh/kg]

η sprawność

Wartość opałowa paliw wilgotnych

$$H_u(W) = H_{u\text{atro}}(1-W) - \Delta h_v W$$

$$H_u(u) = \frac{H_{u\text{atro}} - \Delta h_v u}{1+u}$$

$H_{u\text{atro}}$ wartość opałowa w stanie suchym,
w MJ/kg suchej masy

W zawartość wody w kg/kg

Δh_v entalpia parowania wody = 2,442 MJ/kg
przy 25°C (temperatura standardowa dla
pomiarów termochemicznych)

Dla typowego drewna otrzymamy w 25°C

$$H_u(u) = \frac{18,3 - 2,442u}{1+u} \text{ [MJ/kg]}$$

Zamiast w jednostkach MJ/kg można liczyć
także w kWh/kg (1 kWh = 3,6 MJ)

Przykład:

Zawartość wody

W = 30 %,

wilgotność drewna

$u = W/(1-W) = 0,15/(1-0,15) = 0,428 = 42,8\%_{\text{atro}}$

$$H_u = \frac{18,3 - 2,442 \cdot 0,428}{1 + 0,428} = 12,1 \text{ MJ/kg} = 3,4 \text{ kWh/kg}$$

Wartość opałowa całkowicie suchego

drewna $H_{u\text{atro}}$ wynosi średnio 18,1 MJ/kg

(5,0 kWh/kg) dla drewna liściastego

i 19,0 MJ/kg (5,3 kWh/kg) dla drewna

iglastego. Dla typowego drewna

opałowego przyjmuje się do obliczeń

($\text{CH}_{1,44}\text{O}_{0,66}$) 18,3 MJ/kg (5,1 kWh/kg)

[77]. Wartości opałowe paliw z biomasy

zielnej są nieznacznie niższe i odpowiadają

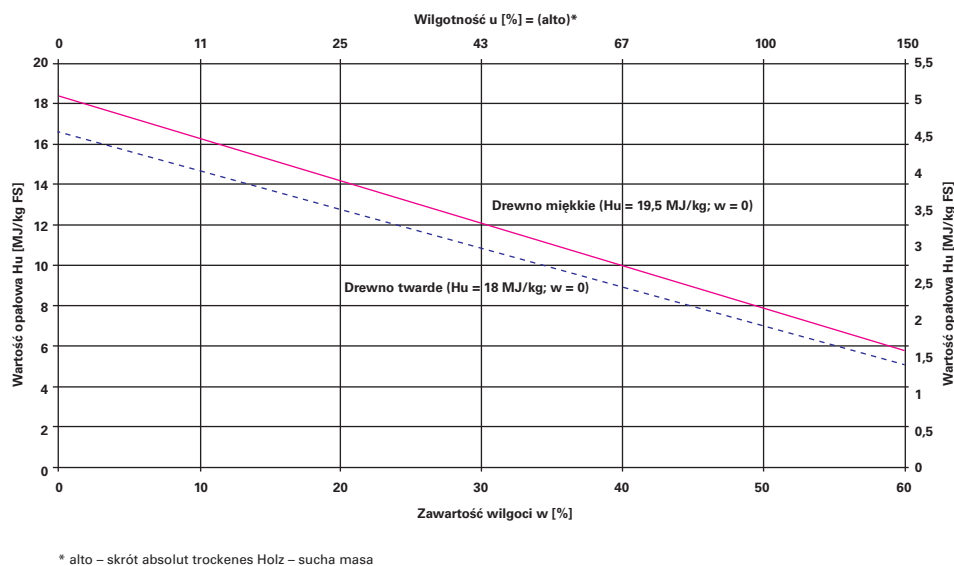
typowo 17 MJ/kg (4,7 kWh/kg) dla trawy,

17,5 MJ/kg (4,9 kWh/kg) dla słomy i około

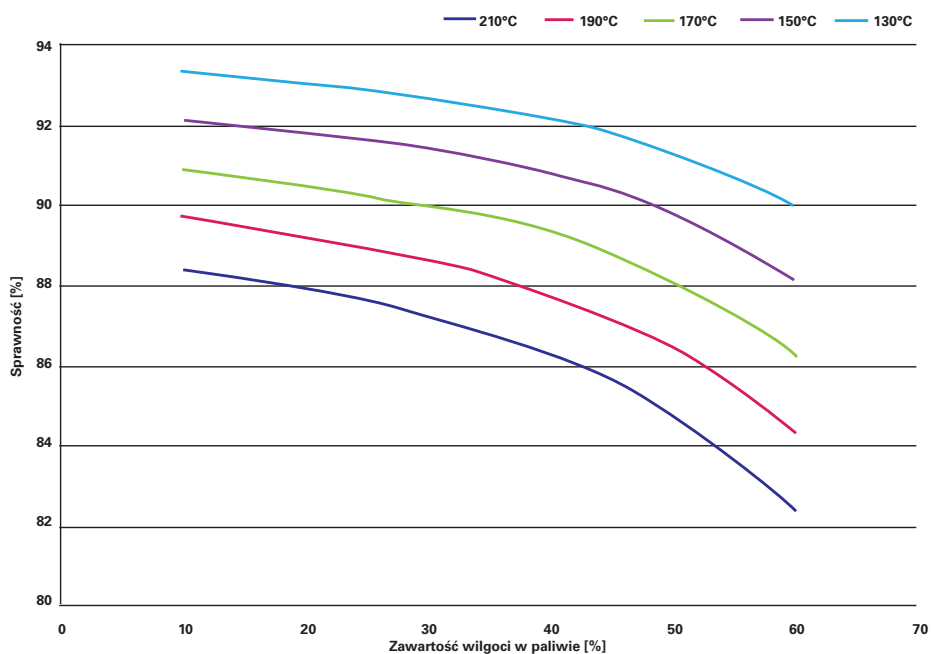
18 MJ/kg (5,0 kWh/kg) dla trzciny chińskiej

(*Miscanthus giganteus*) Miskant olbrzymi.

Rys. D.3.6-1 Wartość opałowa biomasy drzewnej w zależności od zawartości wilgoci



Rys. D.3.6-2 Sprawność w zależności od zawartości wody w paliwie i temperatury spalin lub obciążenia





Przygotowanie wody

W nawiązaniu do wskazówek i informacji podanych w rozdziale C.4 firma Viessmann udostępnia wzgl. oferuje odpowiednie instalacje przygotowania wody zasilającej i kotłowej, zapewniające jakość zgodną z wytycznymi projektowymi (rozdziały G1, A3) wzgl. DIN EN 12953-10, tabele 5.1/5.2 (patrz też rozdział C.5).

Doboru poszczególnych urządzeń, odpowiednio do wymaganej wydajności pary, dokonuje się w oparciu o typowielkości podane w punkcie D.4.3.1. Viessmann oferuje standardowe typoszeregi dla poszczególnych wydajności pary, aż do 14 t/h.

Dotyczy to także wartości odbiegających od podanych w punkcie D.4.1 i 4.2 dla poszczególnych rozwiązań. Jeśli wydajność kotła znajduje się pomiędzy dwoma typowielkościami typoszeregu, to należy z zasady przyjąć następną większą typowielkość.

Dla koncepcji instalacji o większych mocach (wydajność pary ≤ 75 t/h) prosimy odpowiednio sformułowane zapytania przesłać pod: dampf@viessmann.com^{a)}.

^{a)} Dla projektów wstępnych instalacji o wydajności pary > 14 t/h można w pierwszym przybliżeniu wykorzystać dane o oczekiwanych wymiarach geometrycznych z karty katalogowej instalacji chemicznego uzdatniania wody.

D.4.1 Instalacja odgazowania pełnego

D.4.1.1 Opis działania, parametry, założenia projektowe

Instalacja odgazowania pełnego składa się z zespołów odgazowywacza i zbiornika wody zasilającej. Odgazowywacz jest w całości wykonany z odpornej na korozję stali szlachetnej i usytuowany jest w formie kolumny bezpośrednio na zbiorniku wody zasilającej.

Instalacja odgazowania pełnego wody zasilającej służy do usunięcia rozpuszczonych w wodzie zasilających gazów, aż do szcztkowej zawartości tlenu $\leq 0,02$ i zapewnia zapasu wody zasilającej, niezbędnego dla bezpiecznego ruchu kotłowni parowej. Instalacja ta pracuje pod niewielkim nadciśnieniem ok. 0,1 do 0,3 bar.

Zawracany kondensat i uzdatniona chemicznie woda uzupełniająca są w odgazowywaczu rozprowadzane na tzw. tacach i ściekając z nich drobnymi kroplami mieszają się z doprowadzaną przeciwnie do parą grzewczą.

Para grzewcza ogrzewa mieszaninę kondensatu i wody uzupełniającej do temperatury wrzenia. Uwalniające się gazy zostają wypuszczone do atmosfery przez zawór oparów, umieszczony w najwyższym punkcie odgazowywacza.

Woda w zbiorniku zasilającym jest stale zasilana parą grzewczą przez wbudowaną na stałe rurę barbożową i w ten sposób utrzymywana w temperaturze roboczej.

Instalacja jest zaprojektowana na dopuszczalne nadciśnienie robocze 0,5 bar. Przed przekroczeniem ciśnienia jest zabezpieczona zaworem bezpieczeństwa, a przed powstaniem podciśnienia – przerywaczem próżni.

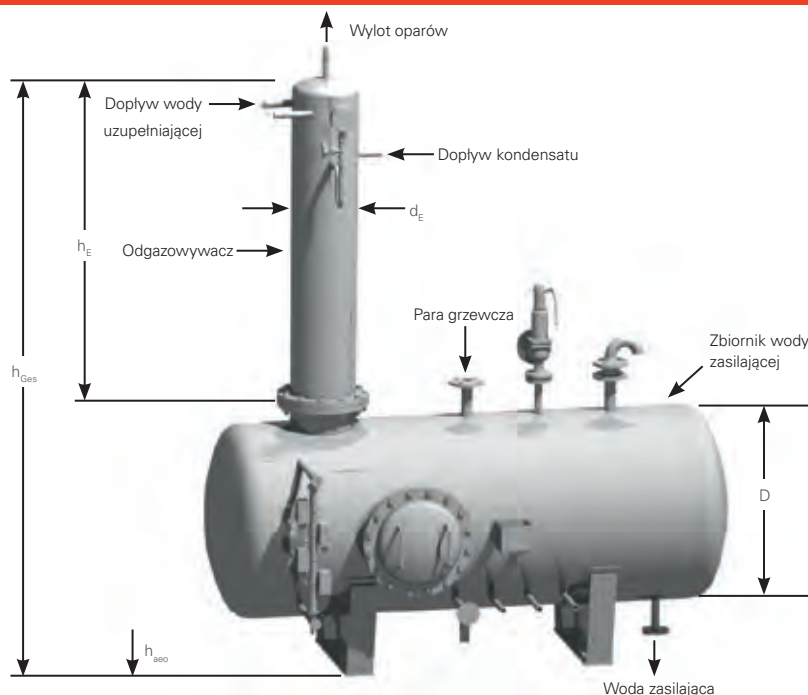
Warunki prawidłowej pracy:

- Utrzymanie stałej temperatury w zbiorniku wody zasilającej
- Ciągły dopływ wody
- Zapewnienie niezakłóconego odprowadzania oparów
- Utrzymywanie poziomu wody w zbiorniku
- Zaizolowanie zbiornika
- Zapewnienie niezbędnej wysokości napływu (H_{geo}) na wlocie króćca ssawnego pompy zasilającej, odpowiedniego dla wybranej pompy (wartość NPSH), z reguły w zakresie 2,5 do 4,0 m.

Wskazówka

Zbyt mała wysokość napływu może powodować powstawanie i nagłe implozje pęcherzyków pary (kawitacja) na łopatkach wirnika pierwszego stopnia pompy zasilającej (patrz również dobór pompy w rozdziale D.6).

Rys. D.4.1.1-1 Instalacja odgazowania pełnego



Źródło: Powerline

D.4.1.2 Instalacja odgazowania pełnego

Wartości parametrów

- Minimalny czas pozostawiania wody zasilającej w zbiorniku (T) ≥ 0,5 h do ≤ 1,0 h
- Maksymalne napełnienie 80% pojemności zbiornika
- Pojemność zbiornika (V_{spw}) w (m³) obliczona w przybliżeniu z wzoru:

$$V_{spw} \sim \frac{\dot{m}_{FD/ges} \times (1+A) \times T}{0,8} \quad [m^3]$$

$\dot{m}_{FD/ges}$ łączna ilość pary świeżej (t/h)

A strumień odsolin kotła parowego (%)
~ ≥ 2 do ≤ 5% wzgl. ≥ 0,02 do ≤ 0,05 [-]

- Wartości parametrów dla zwymiarowania odgazowywacza
Ilość kondensatu > 50 do 100%
Temperatura kondensatu ≥ 70°C
Ilość wody uzupełniającej 0 do ≤ 50%
Temperatura wody uzupełniającej 10°C
Temperatura wody zasilającej (wyjście odgazowywacza) 102°C
Różnica temperatur na odgazowywaczu (podgrzanie) ~ 62 K

D.4.2 Instalacja odgazowania częściowego

D.4.2.1 Opis działania, parametry, założenia projektowe

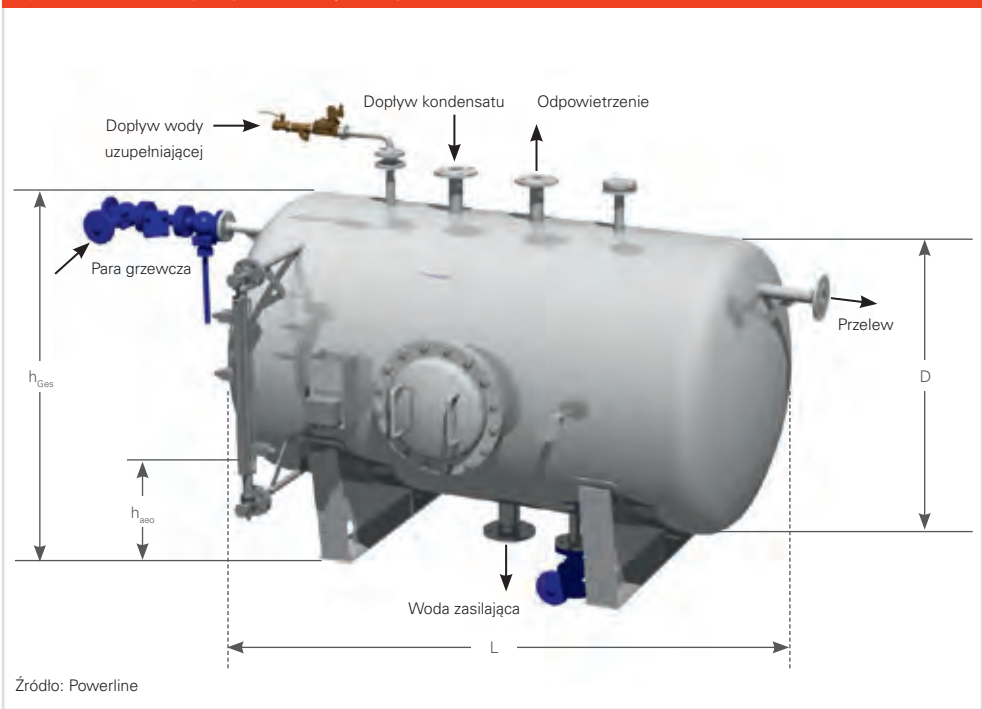
Instalacja odgazowania częściowego wody zasilającej służy do usunięcia rozpuszczonych w wodzie zasilających gazów, aż do szczytkowej zawartości 1 mg/l i zapewnienia zapasu wody zasilającej, niezbędnego dla bezpiecznego ruchu kotłowni parowej.

Odgazowanie następuje pod ciśnieniem atmosferycznym, przez zawór odpowietrzający na zbiorniku wody zasilającej. Elementy wbudowane w zbiornik zapewniają rozprowadzanie i ociekanie doprowadzanego kondensatu i wody uzupełniającej, a wbudowana w dolnej części zbiornika rura barbotażowa zasila stale wodę parą grzewczą, utrzymując temperaturę roboczą ok. 95°C.

Warunki prawidłowej pracy:

- Utrzymanie stałej temperatury w zbiorniku wody zasilającej
- Ciągły dopływ wody
- Zapewnienie niezakłóconego odprowadzania oparów
- Utrzymywanie poziomu wody w zbiorniku
- Zaizolowanie zbiornika

Rys. D.4.1.2-1 Instalacja odgazowania częściowego



Wskazówka

Zbyt mała wysokość napływu może powodować powstawanie i nagłe implozje pęcherzyków pary (kawitacja) na łopatkach wirnika pierwszego stopnia pompy zasilającej (patrz również dobór pompy w rozdziale D.6).

D.4.2.2 Instalacja odgazowania częściowego

Wartości parametrów

Przy niskich zapotrzebowaniach wody uzupełniającej lub małych ilościach wytwarzanej pary można zastosować gotowe instalacje odgazowania częściowego Viessmann. Jeśli klient życzy sobie instalacji odgazowania częściowego o większych wydajnościach, to będzie musiał się liczyć z wysokim zapotrzebowaniem chemikaliów do związania resztek tlenu, a to z następujących powodów:

Zawartość resztkowa tlenu po odgazowaniu częściowym wynosi, jak podano na wstępie, 1,00 mg/l wody zasilającej. Dla kotłów parowych z dopuszczalnym nadciśnieniem roboczym > 1 bar dopuszcza się jednak jedynie 0,02 mg/l wody zasilającej. Takie stężenie tlenu można uzyskać tylko stosując tylko wyraźnie większe, ciągle dawki chemikaliów, niż w przypadku wody z odgazowania pełnego. Przy dużej liczbie godzin ruchu kotła może to wydatnie zwiększać koszty eksploatacji i prowadzić ponadto do niepożądanego zasolenia wody kotłowej (patrz przykład obliczeń).

Wielkość potrzebnego zbiornika odgazowującego dobiera się analogicznie, jak dla instalacji odgazowania pełnego.

Przykład obliczeń kosztów:

Stosowanie odtleniaczy w instalacjach odgazowania częściowego

Poniższe obliczenia umożliwiają porównanie zużycia chemikaliów w instalacji odgazowania częściowego i odgazowania pełnego.

Założenia:

- Zużycie odtleniacza wynosi 50 mg/mg O₂.
- Przyjęto cenę odtleniacza 6,50 €/kg.

Kotłownia parowa z następującymi parametrami:

Wydajność pary ($\dot{m}_{FD}$):	3000 kg/h
Powrót kondensatu:	50%
Temperatura wody zasilającej:	95°C
	przy stosowaniu odgazowania częściowego
Zawartość tlenu w wodzie zasilającej:	1 mg/l przy 95°C
Temperatura wody zasilającej:	104°C
	przy stosowaniu odgazowania pełnego
Zawartość tlenu w wodzie zasilającej:	0,02 mg/l bei 102°C
Zużycie odtleniacza:	50 mg/mg O ₂
Liczba godzin ruchu	
z pełnym obciążeniem rocznie (b):	6000 h/a

Przykład dla odgazowania częściowego

$$3000 \text{ kg/h} \times 1 \text{ mg/l} \times 50 \text{ mg/mg O}_2 \times 50\%/100 \times 6000 \text{ h/a} \times 10^{-6} \text{ kg/mg (odtleniacza)} = 450 \text{ kg/a} \times 6,50 \text{ €/kg} = 2925,- \text{ €/a}$$

Przykład dla odgazowania pełnego

$$3000 \text{ kg/h} \times 0,04 \text{ mg/l} \times 50 \text{ mg/mg O}_2 \times 50\%/100 \times 6000 \text{ h/a} \times 10^{-6} \text{ kg/mg (odtleniacza)} = 18 \text{ kg/a} \times 6,50 \text{ €/kg} = 117,- \text{ €/a}$$

Przy zastosowaniu odgazowania pełnego można w tym przykładzie oszczędzić na kosztach chemikaliów 2808 €/a. Przy dodatkowym koszcie inwestycyjnym ok. 4200 € na instalację odgazowania pełnego, okres jej amortyzacji (A) wyniesie $A = 4200 \text{ €} / 2808 \text{ €} \sim 1,5$ roku.

D.4 Przygotowanie wody

Dalsze oszczędności kosztów, przy następujących założeniach:

- Zwiększenie udziału odsolin (ΔA) o ok. 2%, ze względu na dodatkowe zasolenie wody kotłowej
- Zmniejszenie rocznej ilości odsolin ($\dot{m}_{red}$) w przypadku zastosowania odgazowania pełnego:
- $\dot{m}_{red} = \Delta A \times \dot{m}_{FD} \times b = 0,02 \times 3000 \times 6000 = 360 \times 10^3 \text{ kg/a} = 360 \text{ t/a}$
- Oszczędność kosztów ($\Delta K_{(red)}$) uzyskana z $\dot{m}_{red}$ i założone tu koszty dodatkowej wody uzupełniającej w wysokości ok. 3,50 €/t:
 $\Delta K_{(red)} = 360 \text{ t/a} \times 3,50 \text{ €/t} = 1260 \text{ €/a}$
- tym samym dalsze skrócenie okresu amortyzacji (A_{mo}) do:
 $A_{mo(red)} = K_{vgA} / (\Delta_{VT} + \Delta K_{(red)})$
 $= 4200 / 2808 + 1260 = 1,03 \text{ roku}$

gdzie

K_{vgA}	Koszt dodatkowy instalacji odgazowania pełnego
Δ_{VT}	Mniejsze koszty chemikaliów przy stosowaniu odgazowania pełnego

D.4.3 Instalacja chemicznego uzdatniania (zmiękczenia) wody (CWA)

D.4.3.1 Opis działania, parametry, założenia projektowe

Opis działania

W wodzie rozpuszczone są w postaci jonów pierwiastki alkaliczne: wapń i magnez. W chemii wody pierwiastki te nazywamy czynnikami twardości. Podczas ruchu kotła, pod wpływem działania ciepła związki te wytrącają się, jako „kamień kotłowy” i tworzą warstwę osadu, mocno przywierającą do powierzchni ogrzewalnych kotła. Osad ten utrudnia przewodzenie ciepła i tym samym powoduje pogorszenie sprawności kotła. Przy dalszym narastaniu kamienia kotłowego może nastąpić zniszczenie powierzchni ogrzewalnej z powodu niedostatecznego chłodzenia.

Dlatego normy jakości wody wymagają stosowania miękkiej wody zasilającej.

Reakcja powstawania kamienia kotłowego (CaCO_3) pod wpływem ciepła:



Do zmiękczenia wody stosuje się urządzenia z żywicznymi wymiennikami jonitowe. Wymienniki jonitowe (jonity) są żywicami sztucznymi w formie granulatu, zawierające przyłączone grupy aktywne. Jonity stosowane do zmiękczenia wody posiadają jako grupę aktywną przyłączone jony sodu.

Jeśli teraz przez złożę jonitu przepuści się wodę twardą, to jony sodu w jonicie zostaną zastąpione rozpuszczonymi w wodzie jonami wapnia i magnezu. Usunięte zostaną w ten sposób zakłócające ruch kotła czynniki twardości wody.

Po wyczerpaniu się jonitu, tzn. zastąpieniu wszystkich jonów sodu przez jony wapnia i magnezu, złożę jonitu regeneruje się przez przepuszczenie przez nie roztworu chlorku sodu (sól do regeneracji jonitów).

Jony sodu, przepuszczane w nadmiarze przez złożę jonitu wypierają przyłączone czynniki twardości. Jonit jest następnie znowu gotowy do pracy. Proces ten można powtarzać bez żadnych ograniczeń.

Ładowanie złoża:**Regeneracja złoża:****Wartości parametrów**

- Wymagania dla wody surowej:
 - brak zanieczyszczeń mechanicznych;
 - wolna od związków żelaza i manganu, w jakości wody pitnej
- maksymalna twardość całkowita wody surowej 30°dH*
- maksymalna temperatura wody surowej 35°C
- minimalny czas pracy instalacji (filtra) między dwiema regeneracjami 7-8 h**
- przewodność elektryczna wody kotłowej $\leq 6000 \mu S/cm$
- twardość resztkowa uzdatnionej wody surowej $\leq 0,056^\circ dH$ względnie $\leq 0,01 mmol/l$
- zasadniczo stosować tzw. instalacje podwójne (2 przełączane filtry jonitowe) o odpowiedniej wielkości (patrz punkt D.4.3.1).

* w szczególnych przypadkach twardość może przekraczać powyższe wartości

** w zależności od typu stacji – czas może ulec skróceniu

D.4 Przygotowanie wody

Rys. D.4.3.1-1 Typowielkości i parametry instalacji uzdatniania chemicznego (CWA)

Parametr	Jednostka	Wartość							
Typoszereg (BG)		60	120	200	320	400	500	600	800
Wydajność znamionowa	m ³ x °dH	60	120	200	320	400	500	600	800
Przepustowość filtra (N _L)	m ³ / h	1,0	1,5	2,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0
Objętość jonitu	l	15	30	50	80	100	125	150	200
Zużycie soli na 1 regenerację	kg	3	6	10	16	20	25	30	40
Pojemność zbiornika solanki	l	100	100	200	300	300	300	300	520

Instalacje zmiękczenia chemicznego CWA – dobór:

Poniżej przedstawiono 8 typów instalacji o wyżej podanych parametrach technicznych i przybliżony sposób ich doboru według wydajności kotła parowego aż do 14 000 kg/h, zależnie od udziału powracającego kondensatu i twardości ogólnej stosowanej wody surowej (patrz rys. D.4.3.1-1).

Dla projektów instalacji o wydajności kotła parowego > 14 t/h do ≤ 75 t/h należy instalacje chemicznego uzdatniania wody zaprojektować indywidualnie. Dotyczy to również przypadku danych odmiennych od wartości wskaźnikowych podanych w punkcie D 4.3.1. Zapytania w tej sprawie prosimy kierować na vitomax-anfragen@viessmann.com.

Wynika stąd warunek maksymalnie dopuszczalnego zapotrzebowania wody uzupełniającej

$$\dot{V}_{zu/spw (max.)} = BG / °dH / T_z [m^3/h]$$

1. przykład obliczeń

Typoszereg (BG) = 800
Twardość wody = 17°dH
Czas pracy filtra między dwoma regeneracjami T_z = 7 h

$$\dot{V}_{zu/spw (max.)} = BG / °dH / T_z [m^3/h]$$

$$= 800 / 17°dH / 7h$$

Wynika stąd maksymalnie dopuszczalne zapotrzebowanie wody uzupełniającej

$$\dot{V}_{zu/spw (max.)} = 6,72 m^3/h.$$

Interpretacja 1 przykładu obliczeń:

1. przybliżenie:

- dla wydajności pary kotła parowego ($\dot{m}_{FD}$) > 6,72 t/h konieczne byłoby zapewnienie powrotu kondensatu z obiektu ($\dot{m}_{KON}$):
 $\dot{m}_{KON} \approx \dot{m}_{FD} - \dot{V}_{zu/spw} \rho_m (t/h)$
 przy założeniu:
 średnia gęstość wody: $\rho_m \approx 1 t/m^3$
- dla wydajności pary kotła parowego ($\dot{m}_{FD}$) ≤ 6,72 t/h i podanej ilości powracającego kondensatu wzrasta sukcesywnie czas pracy filtra, przy czym nie wolno obniżać, poniżej podanej dla danej instalacji, przepustowości filtra poniżej wartości ≤ 10 do 20%, aby zapewnić zachowanie podanej znamionowej wydajności.

Wskazówka

Dla rozwiązań instalacji o wydajności pary > 14t/h można w pierwszym przybliżeniu wykorzystać dane o oczekiwanych wymiarach geometrycznych z karty katalogowej instalacji chemicznego uzdatniania wody. Nie wolno przekraczać podanych w tabelach wydajności znamionowych.

2. przykład obliczeń

Wyznaczenie typoszeregu (BG):

Wartość bezwymiarowa (BG), wyznaczona z zależności

$$BG = \frac{1}{\varrho_m} \left(\dot{m}_{FD} \left[1 + \frac{A}{100} \right] - \dot{m}_{KON} \right) \times T_z \times {}^\circ dH \quad [-]$$

musi być zawsze mniejsza od typowości instalacji wg tabeli.

Przykładowo dla:

łącznej mocy kotłów parowych	$\dot{m}_{FD}$	= 8 t/h
powrotu kondensatu z obiektu	$\dot{m}_{KON}$	= 2,8 t/h ~ 35% udziału kondensatu
strumienia odsolin	A	= 5%
i twardości wody surowej		= 17°dH

wartość wymaganej typowości wyniesie

$$BG \geq \frac{1}{1} \left(8 \left[1 + \frac{5}{100} \right] - 2,8 \right) \times 7 \times 17 = 666,4$$

przyjęto typowość BG = 800, z nieprzekraczalną zgodnie z 1. przykładem obliczeń maksymalną ilością wody uzupełniającą $\dot{V}_{zu/spw(Zul.)} < \dot{V}_{zu/spw(max.)}$ wynoszącą

$$\dot{V}_{zu/spw(Zul.)} \leq \dot{V}_{zu/spw(max.)} \leq \frac{1}{1} \left(8 \left[1 + \frac{5}{100} \right] - 2,8 \right) = 5,6 \text{ m}^3/\text{h} < 6,72 \text{ m}^3/\text{h}$$

Uwaga

W odniesieniu do projektu systemu dla kotłów parowych > 10 t/h, przy założeniach:

Twardość wody surowej = 17°dH

Udział kondensatu = 50%

Czas pracy filtra $T_z = 7 \text{ h}$

Maksymalna prędkość

przepływu przez filtr $\approx 38 \text{ m/h}$

Konstrukcja instalacji podobna do

pokazanej w załączniku [A1] każda z filtrem

z przewidywaną średnicą (D_F) wynoszącą:

$$D_F = 0,18 \times \sqrt{\dot{N}_L} \text{ [m]}$$

i maksymalną przepustowością filtra $\dot{N}_L \text{ [m}^3/\text{h]}$

D.4 Przygotowanie wody

D.4.4 Opis działania instalacji odwróconej osmozy (RO)

D.4.4.1 Wartości parametrów, założenia projektowe

Instalacja osmozy (nazywana w praktyce osmozą odwróconą) umożliwia uzyskanie wysokiego stopnia zdemineralizowania wody uzupełniającej. Instalacja osmozy odwróconej, jak opisano w punkcie C.4.2, działa na zasadzie czysto fizycznej, przy czym demineralizuje ona całkowicie wzgl. częściowo 70 do 98% doprowadzanej wody. Woda poddawana demineralizacji jest przetłaczana pod ciśnieniem przez półprzepuszczalną membranę, która zatrzymuje rozpuszczone w wodzie sole (jony). Pory tych membran są bowiem tak małe, że przechodzą przez nie małe cząsteczki wody, lecz większe od nich kationy, aniony czy też cząsteczki organiczne zostają zatrzymane. Moduły membran z poliamidu mogą demineralizować wodę o odczynie pH od 4 do 11, a membrany z octanu celulozy wodę o odczynie pH od 4 do 7. Granicą temperaturową dla obu tych materiałów jest ok. 30°C (temperatura optymalna 15 do 20°C).

Ciśnienie po stronie wody surowej musi być wyższe od ciśnienia osmotycznego wody surowej, które jest zależne od zawartości soli w tej wodzie. Rozpuszczone w wodzie surowej sole (jony) pozostają zatrzymane po stronie wody surowej (koncentrat), a przesączająca się woda zdemineralizowana (permeat) kierowana jest do zbiornika permeatu. W ten sposób można z jednego m³ wody surowej uzyskać 0,75 do 0,9 m³ permeatu. W procesie tym można usunąć, zależnie od wykonania instalacji, do 99% soli zawartej w wodzie surowej.

Aby nie zablokować membran, woda zasila-
jąca odwróconą osmozę musi zostać wstępnie uzdatniona. W tym celu, w zależności od jakości wody i przyjętych rozwiązań, przed odwróconą osmozą instaluje się stację zmiękczenia lub/i dodaje antyskalant. W przypadku jeżeli odwrócona osmoza zasilana jest wodą surową z dodatkiem antyskalantu, pozostającą następnie twardość rzędu 1 do 3% twardości początkowej usuwa się w dodatkowej stacji zmiękczącej (polisher) zainstalowanej za odwróconą osmozą. Ten końcowy etap projektuje się dla wody o twardości resztkowej ok. 0,3 do 0,5 °dH.

Instalacje osmozy odwróconej znalazły swoje stałe miejsce w praktyce zawodowej, zajmują bardzo mało miejsca, są proste w utrzymaniu i bardzo dobrze nadają się do ruchu ciągłego. Niepotrzebne są chemikalia regenerujące. Oczekuje się obecnie, że trwałość modułów membranowych wynosić będzie nawet pięć lat.

Przy stosowaniu osmozy odwróconej bezwzględnie konieczne jest zastosowanie następnie termicznego odgazowania pełnego, aby przeciwdziałać powodowanej przez CO₂ korozji powierzchniowej. Obok zawartości soli, znaczny wpływ na konieczne straty odsalania ma także twardość węglanowa (zwana też alkaliznością, wartością m lub wartością KS_{4,3}). Powodem jest powstająca, zależnie od twardości węglanowej, ciśnienia roboczego kotła i stopnia powrotu kondensatu alkalizność wody kotłowej, która po przekroczeniu wartości granicznej (wartość p lub wartość KS_{8,2} > 8 przy > 20 bar, do 12 przy < 20 bar) bardzo szybko zwiększa strumień odsolin. Przy wartościach twardości węglanowej > 5°dH, ciśnieniu roboczym > 5 bar i udziale kondensatu < 20% osiąga się strumień odsolin przekraczający 10%, co uzasadnia zastosowanie osmozy odwróconej.

Instalację osmozy odwróconej zaleca się przy:

- zasoleniu rzędu >800 do 1 000 μS/cm
- twardości węglanowej > 5°dH, i braku lub małym powrocie kondensatu, rzędu < 10 do 20%
- braku lub małym powrocie kondensatu
- przy ciśnieniu roboczym kotła > 5 bar jeśli wystąpią wyżej opisane warunki
- wszędzie tam, gdzie wcześniej stosowano dekarbonizację

Zastosowanie osmozy odwróconej zmniejsza straty na odsalanie do < 1%.

Wartości parametrów dla instalacji odwróconej osmozy:

- praca ciągła;
- woda surowa w jakości wody pitnej;
- temperatura wody surowej ≤ 30°C;
- zalecane dla wymaganego stopnia odsalania (A) ≥ 8 do 10% w odniesieniu do ilości i pary świeżej ($\dot{m}_{FD}$)

Stopień odsolenia (A_i) można wyznaczyć w przybliżeniu w oparciu o:

- a) wartość $KS_{8,2}$ (wartość p jako wolna alkaliczność) – mmol/l, i/lub
- b) przewodność – $\mu S/cm$, i/lub
- c) zawartość krzemionki – mg/l z równania

$$A_i = \left(1 - \frac{\dot{m}_{Kon}}{\dot{m}_{FD}} \right) \times \frac{R}{K - R} \times 100 \quad [\%] \text{ gdzie}$$

$$\frac{\dot{m}_{Kon}}{\dot{m}_{FD}} \quad [\text{udział kondensatu}]$$

$\dot{m}_{Kon}$ = strumień masowy kondensatu

$\dot{m}_{FD}$ = strumień masowy pary świeżej

R – istniejące wartości wielkości a), b), c)
w wodzie surowej wg analizy
chemicznej wody

K – wartości graniczne wielkości a), b), c)
w wodzie kotłowej wg wytycznych
projektowych „Wartości standardowe
jakości wody dla kotłów parowych”

Wskazówka

Otrzymany maksymalny stopień odsolenia należy odpowiednio ustalić dla danej eksploatacji.

Przykład obliczeń 1

Praca odsalania,
udział kondensatu 50%

	pH 8,2 $\triangleq$ $K_{8,2}$ mmol/l wolna alkaliczność, wartość p	Przewodność [$\mu S/cm$] przy 25°C	zawartość krzemionki SiO_2 (mg/l)
(R) woda uzupełniająca, założenie:	1 [> 0,1 do $\leq$ 1 według (L2)]	800	13
(K) wartości graniczne wody kotłowej (wg DIN EN 12953-10)	12	6000	150
Wymagany stopień odsolenia A_i (%)	$A_i = (1 - 0,5) \times \frac{R_{al(bic)}}{K_{al(bic)} - R_{al(bic)}} \times 100$		
A_i [%]	$A_{a)} = 4,54$	$A_{b)} = 7,9$	$A_{c)} = 4,74$

=> należy ustalić stopień odsolenia: $A_{b)} = 7,9 \% > A_{a)}$ i $A_{c)}$

D.4 Przygotowanie wody

Wskazówka

Przy obniżeniu udziału kondensatu wzrasta wymagany strumień odsolin. Wtedy rentowność instalacji osmozy odwróconej wzrasta jeszcze bardziej.

Przykład obliczeń 2

Uproszczona kalkulacja

Obliczenie amortyzacji dodatkowych kosztów instalacji osmozy odwróconej w porównaniu z podwójną instalacją zmiękczenia

■ wymagany stopień odsolenia	≈ 8%	(bez osmozy)
■ stopień odsolenia	≈ 1%	(z osmozą)
■ udział kondensatu	≈ 50%	
■ znamionowy strumień pary ($\dot{m}_{FD}$)	≈ 12 000 kg/h	
■ znamionowe ciśnienie pary pB	≈ 12 bar	
■ ilość godzin ruchu z pełnym obciążeniem rocznie- (b)	= 6000 h	
■ twardość całkowita wody surowej	= 17°dH	
■ twardość węglanowa wody surowej	= 6,8°dH	
■ wymagany koszt dodatkowy (Δk)	≈ 16 280 €	

przy zastosowaniu instalacji osmozy odwróconej zamiast podwójnej instalacji zmiękczenia, ustalony na podstawie odpowiednich ofert (stan na 12/2007).

Przy zastosowaniu instalacji osmozy odwróconej nastąpi redukcja ilości odsolin $\dot{m}_{Red}$:

$$\dot{m}_{Red} = \frac{\Delta A}{100} \times \dot{m}_{FD} \times b \times 10^{-3} \frac{t}{kg} = \frac{(8 - 1)}{100} 12\,000 \times 6\,000 \times 10^{-3} \frac{t}{kg} = 5\,040 \text{ t/a}$$

Przy założeniu kosztu dodatkowej wody uzupełniającej w wysokości ok. 3,50 €/t otrzymamy roczne zmniejszenie kosztów $\Delta k_{(red)} = 5\,040 \text{ t/a} \times 3,50 \text{ €/t}$ wynoszące 17 640 €/a i tym samym oczekiwany okres zwrotu kosztów inwestycji $A_{mo} = \Delta k / \Delta k_{(red)} = 16\,280 \text{ €} / 17\,640 \text{ €}$ wynoszący 0,92 roku.

D.4.5 Właściwości wody, objaśnienia ogólne

Dla systemu woda-para obowiązują określone wymagania jakościowe, dotyczące dopuszczalnych zawartości różnych zanieczyszczeń. W zależności od wielkości ciśnienia wytwarzanej pary należy dotrzymać wartości granicznych, przedstawionych w wytycznych projektowych „Jakość wody” (5811 454).

Dla dotrzymania tych parametrów niezbędne jest przygotowanie wody. Stosowane w tym celu technologie są z reguły połączeniem metod chemicznego i termicznego uzdatniania. W instalacji zmiękczenia wody następuje związanie i usunięcie zawartych w wodzie surowej substancji nadających wodzie twardość (patrz punkt C.5.1 Chemiczne uzdatnianie wody).

Ponadto w wodzie rozpuszczone są gazy, które ulatniałyby się przy podgrzaniu wody w kotle parowym, prowadząc do korozji tak w samym kotle, jak i w dalszych częściach instalacji parowej.

Dlatego wodę uzupełniającą z instalacji zmiękczenia, wraz z powracającym z odbiorników kondensatem, uzdatnia się dodatkowo, czyli odgazowuje (punkt C.5.3 Termiczne uzdatnianie wody).

Aby mieć pewność utrzymania wymaganej zawartości tlenu resztkowego w wodzie zasilającej (maksymalnie 0,02 mg/l), dodaje się dodatkowo chemikalia wiążące tlen (odtleniacze).

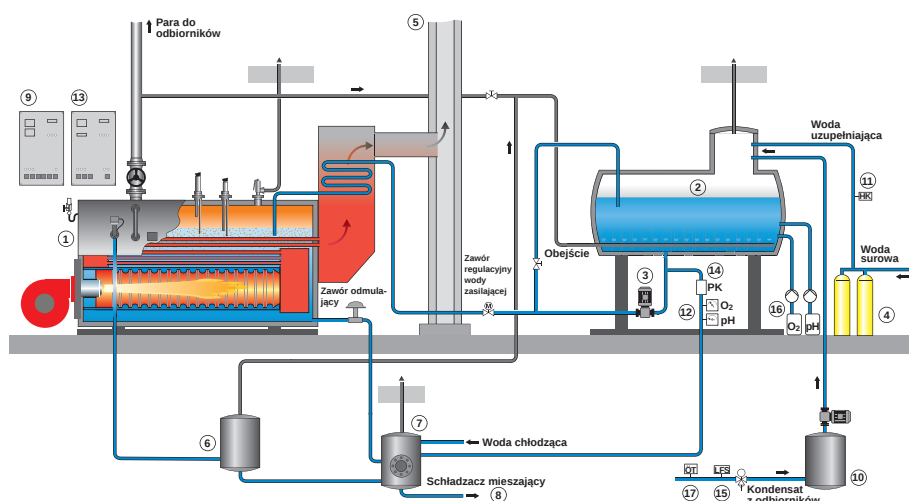
Usuwanie tlenu wyłącznie przez stosowanie odtleniaczy byłoby w większości przypadków nieekonomiczne (patrz również punkt D.4.5.2).

W opisanych wyżej technologiach stosuje się wypróbowane metody i urządzenia. Mimo to przy nadzorowaniu i obsłudze tych urządzeń zawsze może dojść do błędów człowieka. Dlatego firma Viessmann opracowała procedury analityczne, pozwalające w maksymalnie możliwy sposób wykluczyć potencjalne szkody, spowodowane przez zanieczyszczenia znajdujące się w wodzie.

Poza tym ta procedura umożliwia tańsze prowadzenie ruchu kotłowni parowej.

Zależnie od wymagań, stawianych kotłowni parowej, z ruchem nadzorowanym lub bez stałego nadzoru (BosB) zakres procedur analitycznych można poszerzać lub redukować. System do analizy jakości wody, jeśli to konieczne, instalowany jest na osobnym stojaku aparaturowym. Poniższy schemat przedstawia możliwe warianty układu:

Rys. D.4.5-1 Warianty integrowania systemów oceny jakości wody



1. Kocioł parowy z palnikiem
2. Termiczne uzdatnianie wody
3. Pompa zasilająca kotła
4. Instalacja zmiękcząca
5. Komin
6. Rozprężacz odsolin
7. Schładzacz mieszający
8. Zbiornik ściekowy lub odpływ do kanalizacji
9. Szafa sterownicza kotła
10. Zbiornik kondensatu
11. Kontrola twardości
12. Pomiar zawartości O_2 – i odczynu pH
13. Szafa sterowania nadrzędnego ze sterownikiem PLC do transmisji danych
14. Chłodnica próbek dla systemu analitycznego
15. Pomiar przewodności elektrycznej
16. Dozowanie chemikaliów korygujących
17. Pomiar zniechęcenia

D.4 Przygotowanie wody

Kontrola twardości (HK) wody zmiękczonej i kondensatu

Punkt pomiarowy instalowany jest za instalacją zmiękczenia, względnie – w razie potrzeby – dodatkowo w przewodzie kondensatu (patrz punkt D.5.3). Układ kontroli twardości sprawdza twardość resztkową wody zmiękczonej w sposób ciągły i bez zużywania chemikaliów lub wody. Przy stwierdzeniu wzrostu twardości następuje sygnalizacja optyczna „oraz przełączenie styku bezpotencjałowego, przyłączonego na wejście sterownika PLC, generującego sygnał wyjściowy dla alarmu optycznego wzgl. akustycznego i/lub wyłączenie instalacji chemicznego uzdatniania wody.

Sposób działania

Na wbudowanym w przewód wody zmiękczonej przetworniku różnicy ciśnień powstaje w strumieniu przepływającej wody niewielka różnica ciśnień, powodując skierowanie części strumienia do bocznika, w którym zainstalowany jest sensor twardości. W przypadku zwiększonej twardości następuje „naładowanie” sensora, powodujące kurczenie się zawartej w sensorze specjalnej żywicy i uruchomienie przetwornika z kontaktronem, uaktywniającym sygnał optyczny „Twarda woda”. Styk bezpotencjałowy wykorzystywany jest do potwierdzenia sygnału optycznego i/lub wyłączenia instalacji zmiękczenia wody.

Pomiar zawartości O_2

Ciągły pomiar zawartości rozpuszczonego tlenu odgrywa znaczącą rolę w kontroli jakości wody zasilającej:

- Dopuszczalne są jedynie niewielkie stężenia tlenu ($< 0,02$ mg/l), aby wyeliminować zagrożenie korozją tlenową.
- Z tego względu przed kotłem stosowane jest termiczne oraz chemiczne uzdatnianie wody. Proces uzdatniania musi być podczas ruchu kotła prowadzony ciągle.
- Okresowe badania laboratoryjne dla oznaczenia stężenia tlenu obarczone są ryzykiem zafalszowania przy nieprawidłowym pobieraniu próbek wody.
- Pomiaru ciągle dostarczają natomiast prawdziwych danych w czasie rzeczywistym i można je w każdej chwili odczytać z pamięci sterownika PLC.
- Jeśli istnieje wspólna instalacja uzdatniania termicznego dla instalacji wielokotłowej, można dodatkowo dopasować ilość oparów w zależności od rzeczywistej potrzebnej ilości wody zasilającej. Pozwoli to na uzyskanie znaczącej oszczędności energii (punkt D.7.3).

Sposób działania

Za chłodnicą próbek zainstalowany jest sensor, składający się z katody (złoto) i anody (srebro), elektrolitu i membrany. Ciśnienie cząsteczkowe wymusza dyfundowanie tlenu przez membranę. Do obu elektrod przyłożone jest napięcie polaryzujące. Prąd mierzony między elektrodami jest w pewnym zakresie zależny od stężenia tlenu, który jest rozpuszczony w wodzie.

Pomiar pH- (pH)

Wartość pomiarowa pH jest miarą kwaśnego lub zasadowego odczynu wody zasilającej. Można z niej wyznaczyć zawartość CO_2 . Oznacza to, że im niższa wartość pH, tym wyższa zawartość CO_2 . Wartość pH powinna ustalić się na poziomie 9 do 10, a zwykle powinna przekraczać 9, aby wyeliminować zagrożenie korozją. Nie powinna jednak nigdy przekraczać 10, aby uniemożliwić powstawanie wodorotlenku sodowego.

Informacje dodatkowe

Rozpuszczone w wodzie pierwiastki alkaliczne, jak wapń i magnez zostały w instalacji chemicznego uzdatniania wody (CWA) w wyniku wymiany jonowej zastąpione w wymienniku jonitowym aktywnymi grupami jonów sodu, aby w ten sposób zapobiec powstawaniu kamienia kotłowego. Powstaje w ten sposób kwaśny węglan sodu, który przy gotowaniu pod ciśnieniem rozkłada się na węglan sodu (sodę) i CO_2 . W warunkach wyższych ciśnieniach powstaje NaOH (wodorotlenek sodowy) i CO_2 – jest to tzw. rozkład sody.

Ponieważ CO_2 w połączeniu z wilgocią ma działanie korozyjne równe działaniu O_2 , należy również uniemożliwić jego powstawanie.

Sposób działania

Pomiar pH polega na pomiarze różnicy potencjałów (napięcia w zakresie mV). Jest to różnica potencjału elektrody odniesienia, przy której medium mierzone pozostaje w bezpośrednim kontakcie z elektrolitem, oraz elektrody pomiarowej przy której między medium mierzonym a elektrolitem umieszczona jest jonoselektywna membrana (dla jonów H^+). Uzyskanie poprawnych wyników pomiaru wymaga dobrego kontaktu elektrycznego medium mierzonego i elektrolitu elektrody odniesienia. Dlatego stosuje się elektrolit ciekły, przy czym zawsze mała część elektrolitu przedostaje się do medium mierzonego.

Pomiar przewodności elektrycznej (LFM)

Przewodność mierzy się w zbiorniku kondensatu, lecz lepiej w przewodzie dopływowym kondensatu. Pomiar ten pozwoli na stwierdzenie obecności substancji obcych w kondensacie. W takim wypadku zanieczyszczony kondensat zostanie spuszczone przez zainstalowany za punktem pomiaru zawór trójdrożny, nie powodując skażenia wody w zbiorniku kondensatu. W razie zagrożenia skażenia kondensatu olejem, pomiar przewodności uzupełnia się o odpowiednie urządzenie ostrzegawcze (patrz pomiar zmełnienia).

Sposób działania

Przewodnictwo elektryczne kondensatu mierzy się w celu stwierdzenia zawartości rozpuszczonych w nim soli, kwasów i zasad. Pomiar wykonuje się dwoma elektrodami, do których przyłożone jest stałe napięcie pomiarowe z przetwornika pomiarowego. Jeśli napięcie zmieni się ponad dopuszczalną wartość w elektrolicie (kondensacie), to oznacza że występują w nim zanieczyszczenia.

Pomiar zmełnienia olejem

Typowymi zanieczyszczeniami kondensatu, obok skażenia czynnikami wywołującymi twardość, solami i zasadami są zanieczyszczenia olejami i smarami. Jeśli występuje ryzyko zanieczyszczenia olejem, konieczne jest jego uwzględnienie w kontrolowaniu jakości kondensatu. W tym celu oferujemy rozszerzenie techniki analitycznej o moduł kontroli zanieczyszczenia olejem, z odpowiednim układem przetwarzającym i odprowadzającym skażony kondensat.

Sposób działania

Kontrola na zmełnienie przez zemułgowany olej odbywa się optycznie. Kondensat jest prześwietlany przez źródło światła. Naprzeciw źródła światła umieszczony jest detektor. Jeśli kondensat jest czysty, światło dociera do detektora bez przeszkód. Przy zasygnalizowaniu zmełnienia spowodowanego obecnością oleju, wiązka światła zostaje odchylna. Odchylenie powoduje zasygnalizowanie zakłócenia i przekierowanie kondensatu przez trójdrożny zawór przełączający. Skażonego kondensatu nie wolno odprowadzać do kanalizacji. Odprowadzany jest on do tzw. „systemu odolejania”.

Przykład: wymagana wartość graniczna dla olejów/smarów $\leq 3 \text{ mg/l}$

- przy wartościach $> 3 \text{ mg/l}$ -> alarm wstępny z potwierdzeniem
- przy wartościach $\geq 5 \text{ mg/l}$ -> wyłączenie palnika z blokadą

Sterowanie instalacją

Wszystkie wartości pomiarowe przekazywane są do pamięci sterownika PLC, tam przetwarzane i wyświetlane na wyświetlaczu graficznym. Przekroczenia sparametryzowanych wartości granicznych rejestrowane są w pamięci zakłóceń sterownika.

Zarówno wartości pomiarowe, jak i komunikaty stanów roboczych i zakłóceń można przesyłać do nadrzędnych systemów sterowania, poprzez zintegrowany interfejs magistrali Profibus.

Sterowanie pomp dozujących chemikalia na podstawie zmierzonych parametrów jakości wody pozwala wyeliminować podawanie dawek nadmiarowych.

Jako opcja możliwa jest w oparciu o pomiar zawartości resztkowego tlenu, regulacja strumienia oparów i tym samym wydajności odgazowywacza odpowiednio do rzeczywistości potrzebnej ilości wody zasilającej. To skutkuje znacznymi oszczędnościami paliwa.

Szafka analityczna

Do prowadzenia bieżących analiz wody uzupełniającej, zasilającej i kotłowej Viessmann oferuje szafkę analityczną ze wszystkimi niezbędnymi przyrządami i odczynnikami. Można przy jej pomocy wykonywać następujące analizy:

- twardość resztkowa i całkowita
- $KS_{8,2}$ i $KS_{4,3}$ (wartość p i m)
- zawartość siarczyny sodu (odtleniacz)
- zawartość fosforanów (środki usuwające twardość resztkową i alkalizujące)

Urządzenia dozujące chemikalia korygujące

Do wody zasilającej dodaje się chemikalia korygujące, celem usunięcia twardości resztkowej, i związania tlenu resztkowego. Wspecjalizowane firmy oferują tu wiele różnych produktów. Warunki ich stosowania należy zawsze uzgodnić z producentem. W większości wypadków dodaje się dwa różne preparaty, jeden do wytrącenia twardości resztkowej i alkalizacji wody zasilającej, a drugi do związania tlenu. Dlatego należy zawsze stosować dwa urządzenia dozujące.

Viessmann oferuje chemikalia do usuwania tlenu oraz twardości resztkowej i podnoszenia alkaliczności wody kotłowej. Chemikalia te przewidziane są na wstępne wyposażenie i mogą być oferowane w kanistrach 25-kilogramowych.



Gospodarka kondensatem

W poniższym rozdziale szczegółowo omówiono przedstawione wcześniej w rozdziale C.6 systemy kondensatu.

Porównano otwarty system zwrotu kondensatu z systemem zamkniętym, wraz z odpowiednim przykładem projektu, w celu pokazania na poglądowym przykładzie, kiedy stosowanie zamkniętych systemów zwrotu kondensatu staje się opłacalne.

D.5.1 Opis działania „otwartych” systemów kondensatu

System powrotu kondensatu powinien być każdorazowo starannie przeanalizowany pod kątem zastosowania, a następnie zaprojektowany. Dla systemów zamkniętych w zakresie strumieni kondensatu $> 14 \text{ m}^3/\text{h}$ firma Viessmann posiada gotowe rozwiązania systemowe.

D.5.1.1 Wartości parametrów, założenia projektowe

Stacja kondensatu służy do zbierania kondensatu, powstającego w odbiornikach pary i przetłaczania go z powrotem do zbiornika wody zasilającej instalacji termicznego odgazowania.

Zbiornik kondensatu połączony jest z atmosferą przewodem odpowietrzającym. Dlatego spływ kondensatu od odbiorników odbywa się bez przeciwcisnienia.

Pompy kondensatu (z reguły $2 \times 100\%$) przetłaczają kondensat do odgazowywacza instalacji uzdatniania termicznego, odpowiednio do stanu napełnienia zbiornika.

Zbiornik kondensatu wyposażony jest w odpowiednie króćce dla:

- dopływu kondensatu
- dopływu kondensatu (rezerva)
- odpływu kondensatu, do przyłączenia ssania pomp kondensatu
- odpowietrzenia i wydmuchu oparów
- przelewu
- spustu
- otworu inspekcyjnego (wyczystka lub właz, zależnie od wielkości zbiornika), oraz
- wskaźnika wzgl. regulatora poziomu

Zbiornik i pompy są ustawione na wspólnej ramie z kształtowników stalowych i nie wymagają wykonania specjalnych fundamentów – wystarczy płaskie podłoże o odpowiedniej nośności.

Aby uniknąć niepotrzebnych strat energii wskutek parowania kondensatu powinno się stosować „otwarte” systemy kondensatu tylko przy spodziewanych temperaturach kondensatu poniżej 100°C .

W innych przypadkach korzystny będzie system, opisany w punkcie D.5.2.

Wartości parametrów

- Spodziewane temperatury kondensatu $\leq 95^\circ\text{C}$
- Pojemność użytkowa zbiornika $V_n^{\text{al}} \approx 0,8 (\dot{m}_{\text{kon}}/2 \text{ do } \dot{m}_{\text{kon}}/3) [\text{m}^3]$

gdzie:

$\dot{m}_{\text{kon}}$ – maksymalnie możliwy strumień masowy kondensatu w (t/h)

Wydajność pomp kondensatu ($\dot{V}_{\text{kon}}$) przetwarzających wodę do odgazowywacza instalacji odgazowania termicznego wody zasilającej w (m^3/h)

Założenia

Zakłada się ciągłe zasilanie odgazowywacza.

Dlatego:

$$\dot{V}_{\text{kon}} = \frac{\dot{m}_{\text{kon}}}{\rho_{\text{kon}}} \times f \text{ w } [\text{m}^3/\text{h}]$$

gdzie gęstość kondensatu ρ_{kon} uzależniona jest od temperatury kondensatu (patrz załączniki, tabela 2.2).

Współczynnik f uwzględnia dopuszczalne zwiększenie wydajności w zależności od doboru odgazowywacza (gradient temperatury). W praktyce stosowane są wartości współczynnika $f \approx (1,1 \text{ do } 1,5)$.

- Wysokość podnoszenia pomp kondensatu (H_{kon}) zasilających odgazowywacz, w (mSW i/lub bar) będąca sumą

$$H_{\text{kon}} = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - H_5 \text{ [mWS/bar]}$$

wysokości składowych (h_i):

- H_1 - nadciśnienie w odgazowywaczu, jako przeciwcisnienie
- H_2 - wysokość geometryczna między poziomem ustawienia zbiornika kondensatu, a przyłączem zasilania odgazowywacza
- H_3 - wysokość oporów przepływu w rurociągach
- H_4 - opory przepływu elementów rurociągu (kształtek, armatur itp.)
- H_5 - zysk ciśnienia od nadciśnienia w zbiorniku kondensatu (dotyczy tylko „zamkniętych” systemów kondensatu)

Wskazówka

Dla rozwiązań systemów z ilością kondensatu $14 \text{ m}^3/\text{h}$ do $\leq 75 \text{ m}^3/\text{h}$ można w pierwszym przybliżeniu przyjąć oczekiwane geometrycznie wymiary z kart danych technicznych Viessmann. Odmienne od typów zbiorników z programu Viessmann przyjęto tu wykonanie w formie zbiornika cylindrycznego z dennicami tłoczo-nymi.

^{a)} Założenie stałego powrotu kondensatu z odbiorników. Przy oczekiwany odpływie nieciągłym (co się niestety najczęściej zdarza w praktyce, należy wyznaczyć dysponowaną pojemność użyteczną w zakresie $V_n \approx 0,8 (\dot{m}_{\text{kon}} \text{ do } \dot{m}_{\text{kon}}/2)$. Konieczna jest dokładna informacja od klienta, o charakterze zasilanych odbiorników.

D.5 Gospodarka kondensatem

Wskazówka

W punkcie D.8 omówiono bliżej możliwe sposoby wyznaczenia H_3 i H_4 .

Przy założeniach dla:

$$H_1 \approx 0,5 \text{ bar}$$

$$H_2 \approx 4 \text{ mWS} \pm 0,4 \text{ bar}$$

$$H_3 + H_4 \approx 0,15 \times (h_1 + h_2) \approx 0,135 \text{ bar}$$

$$H_5 = 0$$

otrzymano z wystarczającą dokładnością
wymaganą wysokość podnoszenia

$$H_{\text{KON}} = 15,35 \text{ mWS} \approx 1,5 \text{ bar}$$

D.5.2 Opis działania „zamkniętych” systemów kondensatu

„Zamknięte” systemy kondensatu są pod względem technologicznym bardziej rozbudowane od systemów „otwartych”. W zamkniętym w tym wypadku zbiorniku zbiera się tzw. kondensat wysokociśnieniowy o temperaturze ponad 100°C i pod różnym ciśnieniem. Zbiornik kondensatu jest zbiornikiem ciśnieniowym w sensie dyrektywy PED 2014/68/UE.

Istotnymi zaletami zamkniętych systemów kondensatu są:

- Brak wnikania tlenu atmosferycznego do instalacji
- Poduszkę parową w zbiorniku można wykorzystać do transportu wody, praca z napływem zmniejsza wymaganą wysokość podnoszenia i redukuje niebezpieczeństwo kawitacji w pompie,
- Mniejsze straty ciepła i wody (brak ulatniających się do atmosfery oparów)
- Minimalizacja zapotrzebowania energii na potrzeby własne, przez wykorzystanie pary niskoprężnej z rozprężania kondensatu

Rys. D.5.1.1-1 Instalacja termicznego uzdatniania (TWA) – system otwarty



Rys. D.5.1.1-2 Wysokociśnieniowy zbiornik kondensatu



Zbiorniki są wyposażone w potrzebne króćce przyłączeniowe, jak w punkcie D.5.1, jednakże bez wydmuchu oparów i przelewu, za to dodatkowo w króćce dla:

- Zaworu bezpieczeństwa;
- Odpowietrzenia;
- Odpływu pary niskoprężnej wykorzystywanej przy zasilaniu np. odgazowywacza lub zbiornika wody zasilającej;
- Przyłącza pary do stabilizacji ciśnienia w zbiorniku

Stacja kondensatu służy również tu, jak opisano w punkcie D.5.1, do zbierania kondensatu, powstającego w odbiornikach pary i przetwarzania go z powrotem do kotłowni.

W zależności od stopnia napełnienia zbiornika odpowiednio dobrane pompy kondensatu ($2 \times 100\%$) przetwarzają powstały kondensat do odgazowywacza (TWA).

Zbiornik i pompy są ustawione na wspólnej ramie z kształtowników stalowych i nie wymagają wykonania specjalnych fundamentów – wystarczy płaskie podłoże o odpowiedniej nośności.

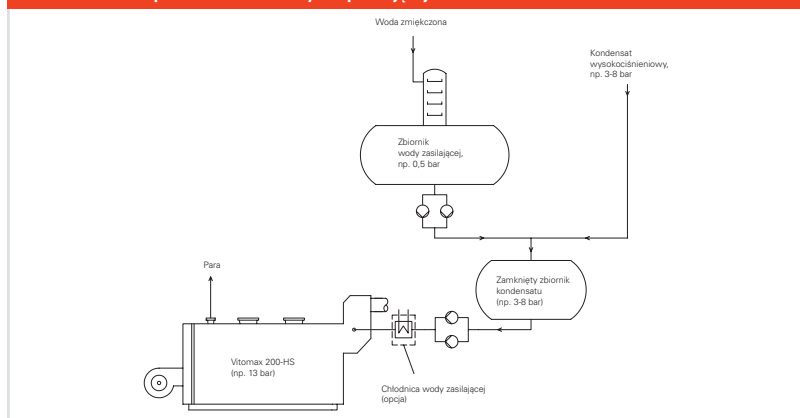
D.5.2.1 Wartości parametrów, założenia projektowe

patrz punkt D.5.1 Systemy otwarte, z dodatkowymi parametrami, takimi jak:

- Oczekiwana temperatura kondensatu $\geq 100^\circ\text{C}$;
- Zysk ciśnienia wskutek nadciśnienia w zbiorniku kondensatu $H_5 \geq 0,2 \text{ bar}$;
- Zastosowanie pomp z niską wartością NPSH (np. pomp bocznokanałowych)
- W praktyce kondensat wysokociśnieniowy jest najpierw mieszany w zbiorniku pośrednim z wodą uzupełniającą, a następnie tłoczony przez pompy wysokociśnieniowe do kotła parowego. Patrz również schematy w załączniku 1.

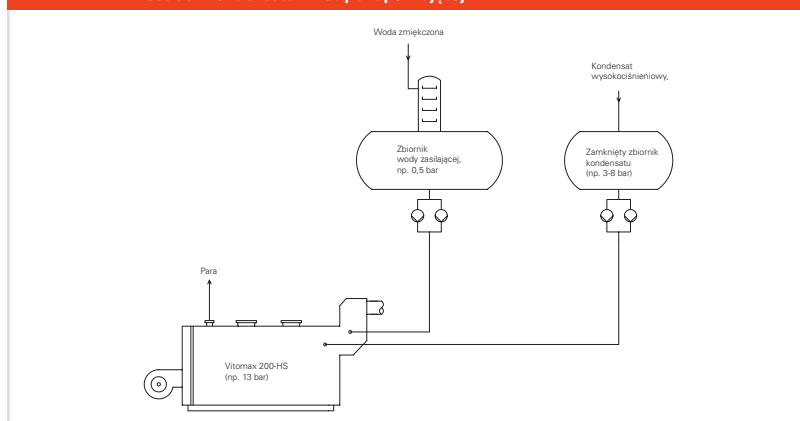
Wodę uzupełniającą w ilości $\dot{m}_{\text{spw}} = \dot{m}_{\text{FD}} - \dot{m}_{\text{KON}}$ na pokrycie ubytków wody w procesach należy doprowadzać do zbiornika kondensatu poprzez instalację uzdatniania termicznego.

Rys. D.5.2.1-1 Wpicie powrotu kondensatu wysokociśnieniowego przy nieznacznym zapotrzebowaniu wody uzupełniającej



W opcji z chłodnicą wody zasilającej, aby nie zakłócić „gradientu temperatury” w podgrzewaczu wody

Rys. D.5.2.1-2 Wpicie powrotu kondensatu wysokociśnieniowego przy podobnych ilościach kondensatu i wody uzupełniającej



D.5 Gospodarka kondensatem

Rys. D.5.2.1-3 Porównanie otwartego i zamkniętego systemu kondensatu

System kondensatu		otwarty	zamknięty
Nadciśnienie kondensatu	bar	0	3 do 8
Temperatura kondensatu	°C	95	133 do 158
Para z rozprężenia ^{a)}	%	6,5 do 11,0	0
Strata ciepła ^{b)}	kWh/t	49 do 83	0
Strata wody	kg/t	65 do 110	0

Przykład obliczeń

Amortyzacja w przypadku zastosowania zamkniętego systemu kondensatu:

Dane wyjściowe:

Ilość pary świeżej	$\dot{m}_{FD}$	= 12 000 kg/h	
Ciśnienie pary świeżej	p_B	= 13 bar	
Ilość powracającego kondensatu	$\dot{m}_{KON}$	= 6 000 kg/h	przy
Ciśnienie kondensatu	p_{KON}	= 5 bar	oraz
Temperatura kondensatu	T_{KON}	= 158°C	
Temperatura wody surowej/miękkiej	T_{RW}	= 15°C	
Ciepło właściwe wody	c_p	= 0,001163 kWh/kg K	
Temperatura wody zasilającej	T_{spw}	= 104°C odgazowanie	
Koszty wody surowej/miękkiej	k_{RW}	≈ 3,5 €/t	
Koszt gazu ziemnego (E)	k_E	≈ 0,414 €/Nm ³	
Wartość opałowa gazu ziemnego (E)	H_i	≈ 10,35 kWh/Nm ³	
Liczba godzin ruchu z pełnym obciążeniem	b	= 6 000 h/a	

Wskazówka

Przeciwiśnienia do 5,0 bar są spotykane w praktyce i mogą znacząco poprawić efektywność instalacji. Do rachunku ekonomicznego można przyjąć odpowiednio podane niżej straty ciepła i wody (patrz rys. 5.2.1-2).

Wysokociśnieniowy kondensat najlepiej doprowadzać do rozdzielacza, usytuowanego przed punktem zasilania kotła, zgodnie ze schematem w załączniku [A1], z uwzględnieniem niezbędnej wysokości podnoszenia i wydajności pomp zasilających, wynoszących zgodnie z Przepisami Technicznymi (TRD 401, punkt 3):

wysokość podnoszenia pompy $\approx 1,1 \times p_B$ (bar)
oraz,
wydajność pompy $\approx 1,25 \times \dot{m}_{FD}$ (t/h)
gdzie

p_B – ciśnienie robocze kotła parowego, oraz
 $\dot{m}_{FD}$ – wydajność pary świeżej kotła parowego

Przy oczekiwanym, około dwukrotnie większym nakładzie inwestycyjnym w stosunku do „otwartej” instalacji kondensatu, można przy wykorzystaniu wszystkich podanych tu „potencjałów oszczędności” spodziewać się okresów amortyzacji w granicach 0,5 roku do 2 lat, zależnie od rocznej liczby godzin ruchu z pełnym obciążeniem (patrz przykład obliczeń).

a) patrz rys. D.5.2.1-3

b) w odniesieniu do entalpii pary
0,75 kWh/kg w warunkach atmosferycznych

Skala oszczędności (E) w stosunku do systemu „otwartego”

E_1 – Oszczędność surowej wody miękkiej ($\Delta k_{RW(E1)}$) ze względu na brak odparowania przy rozprężaniu kondensatu z $p_{KON} = 5$ bar do ciśnienia atmosferycznego

$p_{atm} = 0$ bar^{a)} z równania:

$$\Delta k_{RW(E1)} = (11 \text{ kg pary} / 100 \text{ kg kondensatu}) \times \dot{m}_{KON} \times b \times k_{RW} \text{ (€/a)}$$

$$\Delta k_{RW(E1)} = 0,11 \times 6000 \times 6000 \times 3,5 \times 10^{-3} \text{ t/kg}$$

$$\Delta k_{RW(E1)} = 13860,- \text{ €/a}$$

E_2 – oszczędność paliwa ($\Delta k_{B(E2)}$) ze względu na brak potrzeby dodatkowego podgrzewania dodatkowej wody zmiękczonej ($\dot{m}_{RW}$) z równania E_1 przy:

$$\dot{m}_{RW} = (11 \text{ kg pary} / 100 \text{ kg kondensatu}) \times \dot{m}_{KON}$$

$$\dot{m}_{RW} = 0,11 \times 6000$$

$$\dot{m}_{RW} = 660 \text{ kg/h}$$

i przy sprawności kotła parowego $\eta_K \approx 89\%$ ^{b)} daje oszczędność wynoszącą:

$$\Delta k_{B(E2)} = \frac{\dot{m}_{RW} \times c_p \times (T_{spw} - T_{RW})}{H_i \times \eta_K} \times b \times k_E = \frac{660 \times 0,001163 \times (104 - 15)}{10,35 \times 89/100} \times 6000 \times 0,414 = 18422,- \text{ €/a}$$

E_3 – oszczędność paliwa ($\Delta k_{B(E3)}$) ze względu na podwyższoną już temperaturę wody zasilającej na wejściu do kotła parowego, wskutek domieszania wody uzupełniającej ($t_{spw} = 104^\circ\text{C}$) do „zamkniętego” zbiornika kondensatu i ($t_{KON} = 158^\circ\text{C}$) z wynikową temperaturą zmieszanej wody zasilającej ($t_{spw/M}$) w zbiorniku kondensatu, wynoszącą:

$$T_{spw/M} = \frac{T_{KON} \times \dot{m}_{KON} + T_{spw} \times \dot{m}_{spw}}{\dot{m}_{KON} + \dot{m}_{spw}} \text{ (w } ^\circ\text{C)} \quad \text{przy założeniu } \dot{m}_{spw} = \dot{m}_{FD} - \dot{m}_{KON} \text{ [kg/h]}$$

Wskazówka: przyjęto strumień odsolin (A) = „zero”!

Wynika stąd temperatura wody zmieszanej

$$T_{spw/M} = \frac{T_{KON} \times \dot{m}_{KON} + T_{spw} \times \dot{m}_{spw}}{\dot{m}_{KON} + \dot{m}_{spw}} = \frac{158 \times 6000 + 104 \times 6000}{6000 + 6000} = 131^\circ\text{C}$$

a tym samym:

$$\Delta k_{B(E3)} = \frac{(\dot{m}_{spw} + \dot{m}_{KON}) \times c_p \times (T_{spw/M} - T_{spw})}{H_i \times \eta_K} \times b \times k_E$$

$$\Delta k_{B(E3)} = \frac{(6000 + 6000) \times 0,001163 \times (131 - 104)}{10,35 \times 89/100} \times 6000 \times 0,414 = 101612,- \text{ €/a}$$

Po uwzględnieniu wszystkich podanych wartości otrzymamy roczną oszczędność kosztów

$$E = \Delta k_{RW(E1)} + \Delta k_{B(E2)} + \Delta k_{B(E3)} = 13860,- + 18422,- + 101612,- = \mathbf{133894,- \text{ €}}$$

Zakładając aktualny koszt zamkniętego systemu kondensatu rzędu $\approx 80000,-$ do $110000,-$ €^{c)}

i roczną oszczędność kosztów $\approx 130000,-$ € otrzymamy okres amortyzacji $A \approx 0,62$ do $0,84$ roku.

^{a)} patrz [Tab. 8]

^{b)} z karty danych technicznych Vitomax 200-HS bez podgrzewacza wody

^{c)} istotne dodatkowe czynniki kosztów w stosunku do systemu otwartego (szacowane) to:
– wysokociśnieniowy zbiornik kondensatu
– wysokociśnieniowe pompy kondensatu
– zwiększone nakłady na systemy regulacji
– zwiększone nakłady na orurowanie i armaturę łącznie szacowane ok. 80000 do 110000 €

D.5 Gospodarka kondensatem

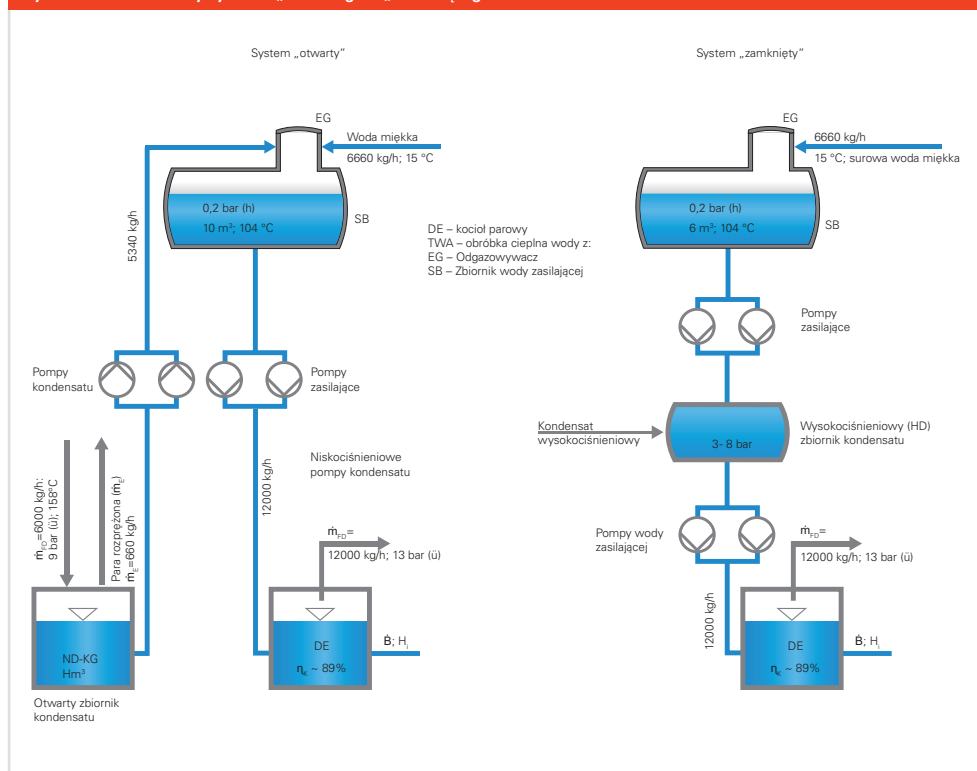
Wskazówka

Istotne dodatkowe czynniki kosztów w stosunku do systemu otwartego (szacowane) to:

- wysokociśnieniowy zbiornik kondensatu
- wysokociśnieniowe pompy kondensatu
- zwiększone nakłady na systemy regulacji
- zwiększone nakłady na orurowanie i armaturę

łącznie szacowane na ok.: 80 000 do 110 000 €

Rys. D.5.3-1 Schematy systemu „otwartego” i „zamkniętego”



Rys. D.5.3-2 System pełnego odgazowania termicznego





Pompy

Dobór pomp zasilających z uwzględnieniem wariantów regulacji, przedstawionych w rozdziale C.7

Z jednej strony należy uwzględniać wymagania norm i standardów, a z drugiej specyficzne cechy konkretnej instalacji. Dlatego przedstawiono tu różne warianty.

D.6.1 Pompy zasilające – kryteria doboru i eksploatacji

Zadania pomp zasilających kotła (zwanymi także pompami wody zasilającej) polegają na dostarczeniu do kotła takiej ilości wody zasilającej, jaka odpowiada ilości pobranej z kotła pary. Zazwyczaj stosuje się w tym celu pompy wirowe, z uwzględnieniem charakterystycznej dla danej pompy wartości nadkładu antykawitacyjnego (NPSH)^{a)}, patrz poniższy wykres. (Rys. D.6.1-1).

NPSH przy znormalizowanym ciśnieniu atmosferycznym

Z przedstawionego obok wykresu można wyznaczyć wymaganą wielkość ciśnienia w króćcu ssawnym wzgl. maksymalną możliwą wysokość ssania pompy przy znormalizowanym ciśnieniu atmosferycznym 1 013 mbar.

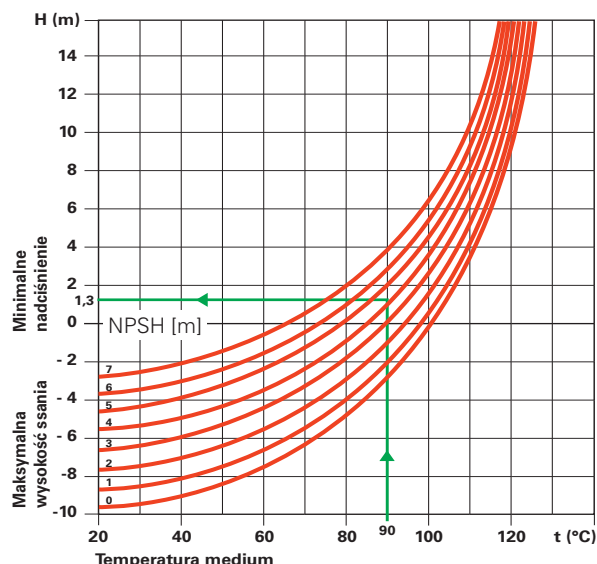
Przykład

NPSH pompy = 4,0 mSW (jako dane producenta) w temperaturze medium = 90°C

Na króćcu ssawnym pompy musi być zapewniona minimalna wielkość ciśnienia 1,3 mSW.

Obejmuje ona już zapas przeciawkawitacyjny 0,5 mSW. Podany naddatek bezpieczeństwa 0,5 mSW przewidziany jest w zasadzie na wyrównanie strat ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy. Zakłada się przy tym, że przewód ssawny wykonany jest możliwie „krótko”, tzn. jest krótszy od 10 m, przy „umiarkowanych” prędkościach przepływu $\leq 0,5$ m/s. W szczególnych przypadkach konieczne jest dokładne wyznaczenia rzeczywistych oporów przepływu w przewodzie ssawnym, patrz punkt D.8.3.3,

Rys. D.6.1-1 Maksymalna wysokość ssania wzgl. wymagane ciśnienie ssania (Źródło: Grundfos)



Wskazówka

Konieczne minimalne ciśnienie ssania (p_{MIN}), odniesione do króćca ssawnego pompy i znormalizowanego ciśnienia atmosferycznego można także obliczyć w przybliżeniu ze wzoru:

$$p_{MIN} = p_{D/E} + \frac{(NPSH_{Pumpe} + 0,5) \times \rho_{spw}}{104} \text{ [bar]}$$

gdzie:

$p_{D/E}$ ciśnienie pary w zbiorniku wody zasilającej w (bar)

$NPSH_{Pumpe}$ wartość NPSH w temperaturze medium 20°C (wg dostawcy pompy) w (mSW)

ρ_{spw} gęstość wody zasilającej w temperaturze roboczej, (zgodnie z załącznikiem Tab 2.2) w (kg/m^3)

Jako wartości orientacyjne literatura (L2) podaje:

Rys. D.6.1-2 Tabela

Temperatura wody zasilającej [°C]:	90	100	110
Wymagana wysokość ciśnienia w króćcu ssawnym [mSW]:	2	4	6

a) Net Positive Suction Head (patrz wykres) – wysokość ssania i/lub ciśnienie ssania, w zależności od temperatury medium.

D.6 Pompy

Wskazówka

Wartość NPSHosiąg. jest osiąganą różnicą ciśnień między ciśnieniem całkowitym w centrum króćca ssawnego pompy, a ciśnieniem pary nasyconej, mierzoną jako różnica ciśnień w m. Jest to w pewnym stopniu miarą ryzyka wrzenia medium w tym punkcie i zależy tylko od konstrukcji instalacji i właściwości medium roboczego.

Norma DIN EN 12953-6 punkt 5.5 wymaga zapewnienia wystarczającej ilości wody zasilającej przy maksymalnym ciśnieniu roboczym (ciśnienie progowe). Zgodnie z TRD 401, punkt 3 muszą być spełnione także następujące kryteria (poniższy przykład obliczeń uwzględnia oba kryteria):

Wysokość podnoszenia pompy zasilającej $\approx 1,1 \times p_B^{a1}$ [bar]

- Zastosowany naddatek 10% do wysokości podnoszenia może z dostatecznym przybliżeniem wyrównać straty ciśnienia, powstające w przewodach rurowych, armaturze i ew. podgrzewaczu wody i dlatego można je w praktyce pominąć.
- Warunkiem jest jednak przy tym występowanie „normalnych” prędkości przepływu w rurociągach, odpowiadających $\leq 2,5$ m/s.
- W przypadkach specjalnych konieczne jest dokładne wyznaczenie oporów przepływu rurociągów tłocznych i dodanie ich do wymaganej wysokości podnoszenia – patrz też punkt D.8.3.

Wydajność pompy $\approx 1,25 \times \dot{m}_{FD}$ w t/h

- Zastosowany naddatek 25% do wydajności pompy ma wyrównać straty wody (odmuliny i odsoliny przy $A \leq 5\%$). Przy spodziewanych stratach wody $A > 5\%$, odniesionych do wydajności pary kotła należy odpowiednio zwiększyć wydajność pompy o naddatek = $25\% + \Delta A\%$.

Przez wyznaczenie wymaganej wysokości podnoszenia i wydajności pompy można już dobrać wymaganą pompę i/lub moc silnika napędowego pompy zasilającej (N) z równania:

$$N_K \approx \frac{1,25 \times \dot{m}_{FD} \times 1,1 \times p_B}{0,36 \times 10^5 \times \eta_p} \text{ [kW]}$$

dla mocy pobranej na wale pompy (N_K) ze stosowanym w praktyce naddatkiem mocy na wyrównanie ewentualnych wahań punktu pracy pompy, mogących w pewnych okolicznościach zwiększać zapotrzebowanie mocy (N_K) pompy, wraz z naddatkiem (Z_{EL}) według (L7) jak w poniższej tabeli Rys. D.6.1-2.

Rys. D.6.1-2 Moc pobrana na wale pompy wraz z naddatkiem

N_K (kW)	do 7,5	7,5 do 40	od 40
Z_{EL} (%)	20	15	10

Moc pobierana z sieci przez silnik elektryczny pompy wyznaczamy z

$$N \approx N_K \times \left(1 + \frac{Z_{EL}}{100} \right) \text{ [kW}_{el}\text{]}$$

Wskazówka do wyznaczania (N_K):

Ogólnym równaniem dla wyznaczenia zapotrzebowania mocy na wale pompy jest:

$$N_K = \frac{\rho \times g \times H \times \dot{V}}{\eta_p} \text{ [W]}$$

gdzie

- ρ – gęstość medium w kg/m³,
- g – przyspieszenie ziemskie w m/s²,
- H – użyteczna wysokość podnoszenia pompy w mSW,
- $\dot{V}$ – wydajność pompy w m³/s oraz
- η_p – sprawność pompy > 0 do < 1

Po uwzględnieniu przeliczników z W na kW, mSW na bar i m³/h na m³/s wzgl. kg/h na kg/s z zależności:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{FD}}{\rho}$$

wylicza się bezwymiarowy współczynnik w mianowniku równania, jako $0,36 \times 10^5$.

W wyniku dalszych przekształceń dzielą się przyspieszenie ziemskie i gęstość, w wyniku czego, przy uwzględnieniu opisanych już mnożników dla wymaganej wydajności (1,25) i wysokości podnoszenia (1,1) otrzymujemy wzór w na obliczenie mocy na wale pompy (N_K) w podanej uprzednio postaci.

^{a1} dopuszczalne ciśnienie robocze kotła parowego Δ ciśnienie progowe Δ ciśnienie otwarcia zaworu bezpieczeństwa

Przykład doboru pompy

- ilość pary świeżej – $\dot{m}_{FD} = 12\,000\text{ kg/h}$;
- dopuszczalne ciśnienie robocze kotła parowego – $p_{zul} = 16\text{ bar}$ (ciśnienie otwarcia zaworu bezpieczeństwa),
- temperatura robocza w zbiorniku wody zasilającej – $T_{B/E} = 105^\circ\text{C}$,
- ciśnienie pary w zbiorniku wody zasilającej
– $p_{D/E} = f(T_{B/E} \text{ z załącznika Tab. 2}) = 0,21\text{ bar}$
- gęstość wody zasilającej
– $\rho_{SPW} = f(T_{B/E} \text{ z załącznika Tab. 2.2}) = 954,5\text{ kg/m}^3$

- Przypadek projektowy 100%
wymagany strumień objętościowy pompy ($\dot{V}_p$) z uwzględnieniem temperatury roboczej

$$\dot{V}_p = \frac{1,25 \times \dot{m}_{FD}}{\rho_{SPW}} = \frac{1,25 \times 12\,000}{954,5} = 15,72\text{ m}^3/\text{h}$$

- wymagana wysokość podnoszenia
(ciśnienie tłoczenia p_D) = $1,1 \times 16 = 17,6\text{ bar}$

- wymagana moc pompy wzgl. silnika napędowego (N)
przy założonej, średniej sprawności pompy
(dane producenta pompy) $\eta_p \approx 75\%$ wyniesie

$$N_K = \frac{1,25 \times 12\,000 \times 1,1 \times 16}{0,36 \times 10^5 \times 0,75} = 9,77\text{ kW}$$

a przy $Z_{EL} \sim 15\%$

$$N = 9,77 \times \left(1 + \frac{15}{100}\right) \geq 11,24\text{ kW}$$

- z warunku zapewnienia wartości NPSH pompy w zakresie
 $NPSH_{POMPA} \geq 0$ do $\leq 7\text{ mSW}$ otrzymamy dla poszczególnych
obszarów granicznych wymagane minimalne ciśnienie ssania
(P_{MIN}) w zakresie

$$p_{MIN(NPSH=0)} = 0,21 + \frac{0,5 \times 954,5}{10^4} \approx 0,258\text{ bar}$$

względnie dla

$$p_{MIN(NPSH=7)} = 0,21 + \frac{(7 + 0,5) \times 954,5}{10^4} \approx 0,926\text{ bar}$$

z odpowiadającą temu geometryczną wysokością ssania (H_{geo}):

$$H_{geo(NPSH=0)} \sim (p_{MIN(NPSH=0)} - p_{D/E}) \times 10,2\text{ mWS}/\text{bar}$$

$$H_{geo(NPSH=0)} \sim (0,258 - 0,21) \times 10,2 \approx 0,49\text{ mWS}$$

$$H_{geo(NPSH=7)} \sim (0,926 - 0,21) \times 10,2 \approx 7,30\text{ mWS}$$

Wskazówki

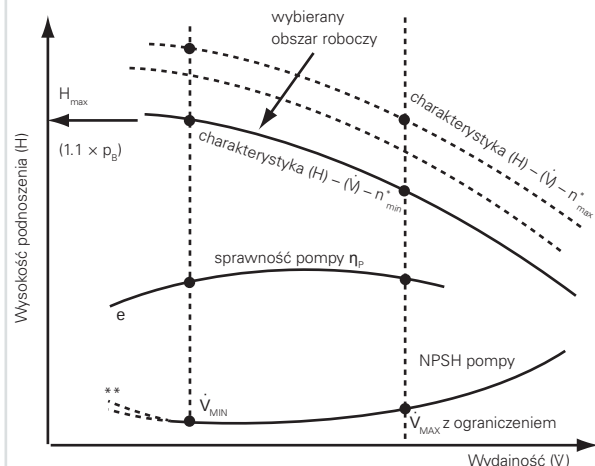
1. Wskazówka

- Przy występujących w praktyce wysokościach ssania w zakresie 2,0 do 4,0 mSW zasadniczo można polecić tylko pompy dysponujące wartością NPSH pompy $\leq 4,0\text{ mSW}$.
- Przy doborze pompy należy z zasady zwrócić uwagę na „płaski” przebieg charakterystyki NPSH w przewidywanym zakresie stosowania (między minimalną a maksymalną wartością wydajności pompy) - patrz Rys. D6.1-3.

2. Wskazówka

- Wartość współczynnika sprawności pompy powinna osiągać możliwie optymalną wartość w obszarze pracy, odpowiadającym niskim wartościom charakterystyki NPSH. Dodatkowo godne polecenia byłoby elektryczne ograniczenie mocy silnika, uniemożliwiające osiągnięcie wydajności tłoczenia wyższych od dopuszczalnych.

Rys. D.6.1-3 Charakterystyki pompy – (schemat zasadniczy)



*Założenie:

zakres regulacji obrotów pompy

n_{MAX}^* / n_{MIN}^*

z ograniczeniem $\frac{1,25 \times \dot{m}_{FD}}{\rho}$

**jest trudne do zmierzenia w praktyce, jednak
NPSH nie pozostaje na wartości minimalnej

Praca – techniczne warunki brzegowe dla praktycznej eksploatacji, przebieg charakterystyk, przypadki obciążeń itd.

W uzupełnieniu wywodów z punktu C.7.1 podano dalsze, przydatne do celów praktycznych uwagi i wskazówki.

W tym celu przedstawiono podsumowanie najczęściej spotykanych wariantów prowadzenia ruchu instalacji jednokotłowej, z priorytetem, zależnie od zakresu regulacji

- kotła parowego (charakterystyka obciążenia)
- spalania (palnika) oraz
- pompy (przebieg charakterystyki, wydajność minimalna) dla wariantów 2, 3 i 4

1. Nieciągła regulacja poziomu lustra wody dla kotła bez podgrzewacza wody, o maksymalnej wydajności pary do 3 t/h

To rozwiązanie można uznać za najprostsze w kotłach parowych bez podgrzewacza wody do 3 t/h,. Przy wydajnościach pary ponad 3 t/h lub przy zastosowaniu podgrzewacza wody wariantu tego nie zaleca się.

Uzasadnienie

Przy kontrolowanym wyłączeniu pompy wody zasilającej kocioł (pompa wyłączona, przy zapotrzebowaniu kotła na wodę zasilającą mniejszym od minimalnego natężenia przepływu przez pompę) ustaje przepływ wody przez podgrzewacz wody.

Skutek: nie wystąpi wzrost sprawności z powodu ECO/lub przegrzania.

Funkcja regulacji

Poziom wody jest regulowany między dwoma nastawianymi na stałe punktami przełączania „pompa WYŁ” i „pompa ZAŁ”, przez sygnał z elektrod regulacji poziomu. Ponadto może dojść do uderzeń pary w podgrzewacz wody.

2. Ciągła regulacja poziomu zaworem regulacyjnym wody zasilającej, dla kotłów parowych z podgrzewaczem wody lub bez, we wszystkich zakresach wielkości.

Jest to proste rozwiązanie dla kotłów parowych, bez podgrzewacza wody, jak i z podgrzewaczem wody. Zawór regulacyjny wody zasilającej jest tu sterowany w zależności od poziomu wody w kotle. Przy spadku natężenia przepływu poniżej ustalonej przez producenta pompy wartości minimalnej, pompa zasilająca zostaje wyłączona.

Wariantu tego nie zaleca się dla kotłów z podgrzewaczem wody, kiedy moc palnika można regulować poniżej mocy odpowiadającej minimalnemu przepływowi wody zasilającej. W takim wypadku ustanie, bowiem również przepływ wody przez podgrzewacz wody.

Funkcja regulacji

Celem regulacji jest utrzymanie poziomu wody w kotle na ustalonej wartości zadanej. Wartość rzeczywista mierzona jest ciągle przez sondę poziomu i porównywana w regulatorze z wartością zadaną. Przy wahaniach obciążenia następuje wyregulowanie poziomu przez odpowiednie otwarcie lub przymknięcie zaworu regulacyjnego wody zasilającej. Przy osiągnięciu minimalnego natężenia przepływu pompy, zostaje ona wyłączona, a zawór regulacyjny zamknięty (przez sygnał łącznika krańcowego na zaworze regulacyjnym wody zasilającej i/lub układ kontroli obciążenia pompy z ograniczeniem minimalnym i maksymalnym).

Wariantu tego nie zaleca się wtedy, gdy zakres regulacji palnika jest większy od zakresu regulacji pompy zasilającej.

3. Ciągła regulacja poziomu zaworem regulacyjnym wody zasilającej / zaworem obejściowym, dla kotłów parowych z podgrzewaczem wody, we wszystkich zakresach wielkości

W wariantcie tym zawór regulacyjny wody zasilającej sterowany jest także w zależności od poziomu wody w kotle. Przy przymknięciu zaworu do minimalnego natężenia przepływu pompy zasilającej, wskutek wzrostu ciśnienia następuje modulowane otwarcie zaworu obejściowego, do zbiornika wody zasilającej, umożliwiające utrzymanie niezbędnego dla ochrony pompy strumienia minimalnego.

Funkcja regulacji

Celem regulacji jest utrzymanie poziomu wody w kotle na ustalonej wartości zadanej. Wartość rzeczywista mierzona jest ciągle przez sondę poziomu i porównywana w regulatorze z wartością zadaną. Przy zmianie poziomu wody w kotle następuje wyregulowanie poziomu przez odpowiednie otwarcie lub przymknięcie zaworu regulacyjnego wody zasilającej.

Zawór obejściowy pozwala odprowadzać do zbiornika wody zasilającej część strumienia wody. Zawór ten może być wykonany jako zawór dławiący lub zawór regulacyjny. Taki przewód obejściowy chroni pompę przed spadkiem ilości wody przepływającej przez pompę poniżej minimalnej wartości (suchobiegiem). Zapewnia także stały przepływ wody przez podgrzewacz wody, jeśli zakres regulacji palnika jest większy od zakresu regulacji pompy.

Uwaga!

Przedstawiony tu wariant jest jedną z możliwości regulacji. Zaleca się jednakże rozwiązanie przedstawione w wariantach 4 z zaworem regulacyjnym wody zasilającej z upustem. Zawory obejściowe należy pod względem hydraulicznym dobrać indywidualnie do danego przypadku.

4. Ciągła regulacja poziomu zaworem regulacyjnym wody zasilającej z upustem, dla kotłów parowych z podgrzewaczem wody, we wszystkich zakresach wielkości

Ten wariant można zalecać dla wszystkich kotłów parowych z podgrzewaczem wody i bez. W zależności od poziomu wody sterowany jest tu zawór regulacyjny wody zasilającej z upustem. Przy zmniejszeniu się natężenia przepływu poniżej wartości minimalnej, otwiera się zawór upustowy, kierując strumień wody, potrzebny dla ochrony pompy, z powrotem do zbiornika wody zasilającej. Dodatkowy zawór dławiący w przewodzie upustowym jest niepotrzebny.

Funkcja regulacji

Zawór regulacyjny wody zasilającej reguluje ciągle ilość wody zasilającej, w zależności od poziomu wody w kotle. Gdy główny strumień tłoczony wody zmniejszy się poniżej określonej wartości (np. 30%) następuje modulowane otwarcie zaworu upustowego (obejścia) na tyle, by pompa zawsze pracowała z wymaganym minimalnym natężeniem przepływu (np. 30%).

5. Ciągła regulacja poziomu przez regulację obrotami pompy zasilającej, dla kotłów parowych z podgrzewaczem wody i bez, we wszystkich zakresach wielkości

Pompy zasilające kotłów z regulacją obrotów można stosować do kotłów parowych z podgrzewaczem wody i bez. Wyregulowanie pompy wymaga sterownika PLC. Wydajność pompy zasilającej dopasowuje się do zapotrzebowania przez zmianę prędkości obrotowej wału pompy. Można w ten sposób zmniejszać wydajność pompy zasilającej aż do obciążenia minimalnego kotła, odpowiadającego wymaganemu dla pompy przepływowi minimalnemu. Przepływ minimalny jest wielkością zależną od konstrukcji pompy.

Funkcja regulacji

Celem regulacji jest utrzymanie poziomu wody w kotle na stałym, zadanym poziomie. Wartość rzeczywista jest mierzona ciągle przez sondę poziomu (z sygnałem wyjściowym 4-20mA, np. NRGT 26-1 firmy Gestra) i porównywana w regulatorze z wartością zadaną. Przy odchyłkach poziomu regulator zmienia odpowiednio wydajność pompy, przez bezstopniową zmianę jej obrotów (tu poprzez zamontowaną na pompie przetwornicę częstotliwości, PCz).

Zakres redukcji obrotów ograniczany jest przez 2 parametry:

1. strumień objętościowy
2. wymagane ciśnienie

Pompa musi pokonać przeciwcisnienie instalacji (charakterystyka instalacji). Z tego względu możliwy zakres regulacji obrotów pompy można wykorzystać jedynie częściowo.

Optymalizacja obrotów odpowiednio do zapotrzebowania umożliwia jednak zaoszczędzenie energii elektrycznej. Ponadto niepotrzebna się staje armatura regulacyjna przed kotłem.

6. Ciągła regulacja poziomu przez regulację obrotami pompy zasilającej i obejście, dla kotłów parowych z podgrzewaczem wody i bez, we wszystkich zakresach wielkości

Obowiązują stwierdzenia podane dla wariantu 5. Ponadto w konkretnym projekcie może wystąpić konieczność zastosowania przewodu obejściowego, jako upustu, jeśli w danej instalacji zakres regulacji wymaga takiego zmniejszenia przepływu, że minimalna moc palnika jest mniejsza niż moc odpowiadająca minimalnej wydajności pompy.

Wskazówka

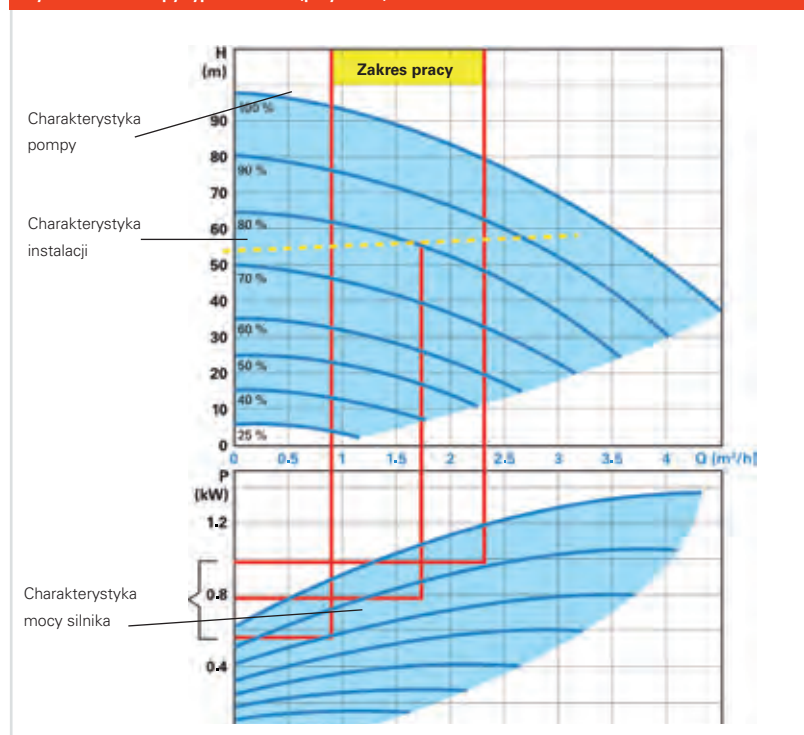
Stosowania pompy z przetwornicą częstotliwości nie zaleca się, jeśli zakres regulacji palnika > zakresu regulacji pompy wzgl. jeśli zakres regulacji pompy < 1:4.

Wskazówka

W zależności od charakterystyki pompy i charakterystyki obciążenia kotła nie zawsze możliwa jest rezygnacja z przewodu obejściowego. Jako wartość orientacyjną minimalnego strumienia objętościowego pompy można przyjąć 1/3 jej wydajności znamionowej. Zastosowanie obejścia oznacza jednak zawsze stratę energii. Zależnie od profilu obciążenia (jak długo pompa pracuje z czynnym obejściem) może okazać się celowym zastosowanie regulacji obrotów.

D.6 Pompy

Rys. D.6.1-4 Pompy typu Grundfos (przykład 1)



Czy i na ile opłacalne jest stosowanie pompy z przetwornicą częstotliwości do regulacji obrotów, pokazuje rys. D.6.1-4.

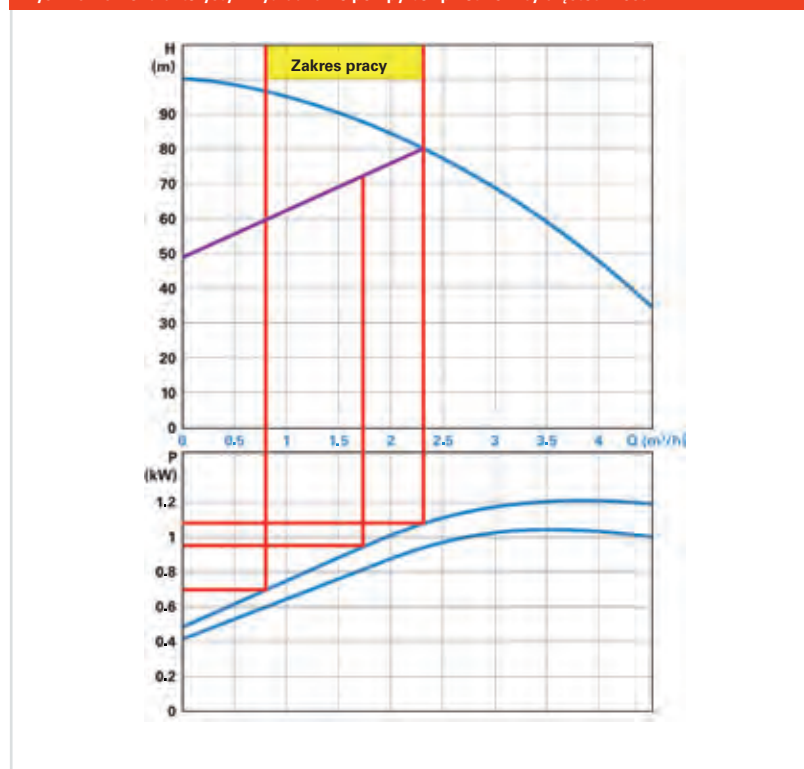
Dane pompy:

Obroty znamionowe:	360-2789 U/min,
Wydajność znamionowa:	3 m³/h,
Przepływ minimalny:	0,9 m³/h,
Znamionowa wysokość podnoszenia:	66,6 m,
Maksymalna wysokość podnoszenia:	97 m,

Założenie:

Wydajność kotła:	2,3 t/h,
Dopuszczalne nadciśnienie robocze:	6 bar,
Średnie nadciśnienie robocze:	4,5 bar,
Moc elektryczna silnika w obszarze pracy:	0,5 do 0,95 kW

Rys. D.6.1-5 Charakterystyki hydrauliczne pompy bez przetwornicy częstotliwości



Obok (Rys. D.6.1-5) przedstawiono charakterystyki hydrauliczne pompy bez przetwornicy częstotliwości.

Pompa konwencjonalna ma więc przy tym obciążeniu pobór mocy 1,14 kW.

Zakładając, że kocioł jest w ruchu łącznie 8000 h/rok i przez połowę tego czasu pracuje z obciążeniem 70%, to możliwe będą następujące oszczędności energii elektrycznej:

- pobór mocy przy 100% obciążeniu (z przetwornicą): 0,95 kW
- potrzeby własne przetwornicy: 0,05 kW (ok. 5%)
- pobór mocy pompy konwencjonalnej przy 100%: 1,14 kW
- różnica w czasie 4000 h: 560 kW
- pobór mocy przy 70% obciążeniu (z przetwornicą): 0,78 kW
- potrzeby własne przetwornicy: 0,02 kW (ok. 5%) :
- pobór mocy pompy konwencjonalnej przy 70%: 0,95 kW
- różnica w czasie 4000 h: 600 kW

Przy cenie prądu 0,06 €/kWh otrzymamy oszczędność 70 €/rok.

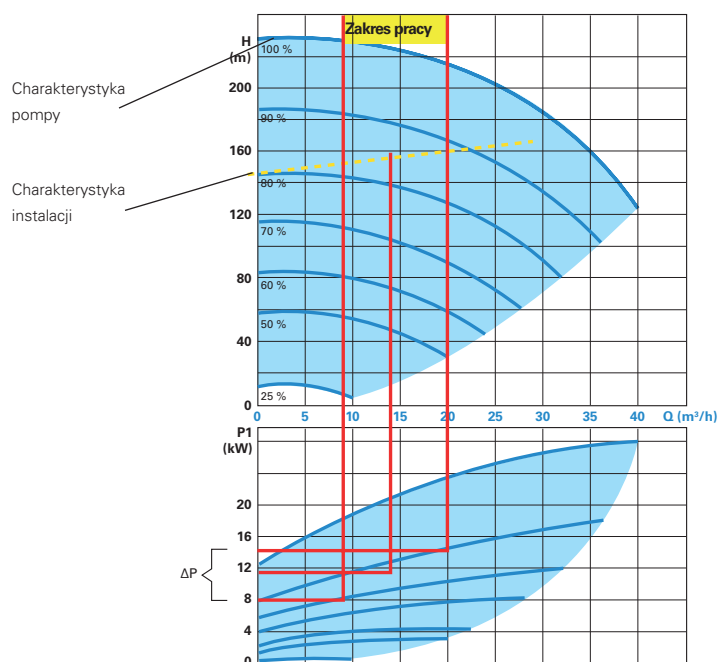
Przy takiej mocy koszty inwestycyjne wariantu 4 i wariantu 5 są prawie jednakowe. Dalsze zalety pomp z przetwornicą częstotliwości: dłuższa żywotność, dzięki pracy z mniejszym średnim obciążeniem.

Dane pompy:

Obroty znamionowe:	2947 U/min,
Wydajność znamionowa:	30 m ³ /h,
Przepływ minimalny:	9 m ³ /h,
Znamionowa wysokość podnoszenia:	180 m,
Maksymalna wysokość podnoszenia:	230 m

Założenie:

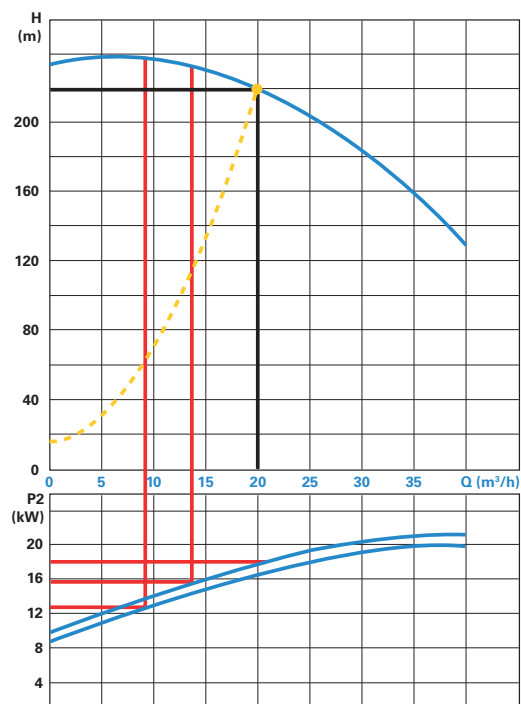
Wydajność kotła:	20 t/h,
Dopuszczalne nadciśnienie robocze:	16 bar,
Średnie nadciśnienie robocze:	13,5 bar,
Zakres regulacji mocy silnika:	od 7,5 do 14 kW

Rys. D.6.1-6 Pompa typu Grundfos (przykład 2)

Obok (Rys. D.6.1-7) przedstawiono charakterystyki hydrauliczne pompy bez przetwornicy częstotliwości.

Pompa konwencjonalna ma więc przy tym obciążeniu pobór mocy 16,7 kW. Zakładając, że kocioł jest w ruchu łącznie 8000 h/rok i przez połowę tego czasu pracuje z obciążeniem 70%, możliwe będą następujące oszczędności energii elektrycznej:

- pobór mocy przy 100% obciążeniu (z przetwornicą): 14 kW
- potrzeby własne przetwornicy: 0,7 kW (ok. 5%)
- pobór mocy pompy konwencjonalnej przy 100%: 18 kW
- różnica w ciągu 4000 h: 13200 kWh
- pobór mocy przy 70% obciążeniu (z przetwornicą): 11,5 kW
- potrzeby własne przetwornicy: 0,6 kW (ok. 5%)
- pobór mocy pompy konwencjonalnej przy 70%: 16 kW
- różnica w ciągu 4000 h: 15600 kWh

Rys. D.6.1-7 Charakterystyki pompy bez regulacji przetwornicą częstotliwości

Przy cenie prądu 0,06 €/kWh otrzymamy oszczędność 1 728 €/rok.

Dodatkowe koszty inwestycyjne w stosunku do wariantu 4 wynoszą ok. 3000 €, co odpowiada okresowi amortyzacji $\approx 1,74$ roku.

D.6 Pompy

Wskazówka

Należy uwzględnić, że niektóre pompy z przetwornicą częstotliwości na ogół mają wyższą wartość mocy zainstalowanej wzgl. dostępną w mniejszej liczbie typowości, przez co oszczędność energii może wypaść mniejsza.

Regulację ciągłą przez przetwornicę częstotliwości na pompie zaleca się wtedy, gdy zapotrzebowanie pary wykazuje częste wzgl. znaczne wahania i/lub przez dłuższe okresy czas potrzebna jest jedynie częściowa wydajność pompy, nawet do minimalnego przepływu. Przetwornica częstotliwości dopasowuje obroty (i tym samym wydajność) pompy do zapotrzebowania pary.

Podstawowe zależności:

Zależność przepływu od obrotów

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

Zależność ciśnienia od obrotów

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

Zależność mocy silnika od obrotów

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

Indeks 1 = znany punkt pracy

Indeks 2 = szukany, nowy punkt pracy przy nowych obrotach n_2

Wartość ta jest jednak teoretyczna, ponieważ sama przetwornica częstotliwości jest też odbiornikiem energii elektrycznej. Potrzeby własne przetwornicy można w przybliżeniu określić na 5% mocy całkowitej. Okres amortyzacji zależy od rzeczywistego przebiegu obciążenia kotłowni w określonym przedziale czasu i lokalnej ceny energii elektrycznej.

Jeśli obciążenie kotłowni zmienia się rzadko lub tylko w niewielkim zakresie, to z punktu widzenia kosztów inwestycji i energii celowe może być też zastosowanie zaworu regulacji ciągłej (patrz wariant 4).

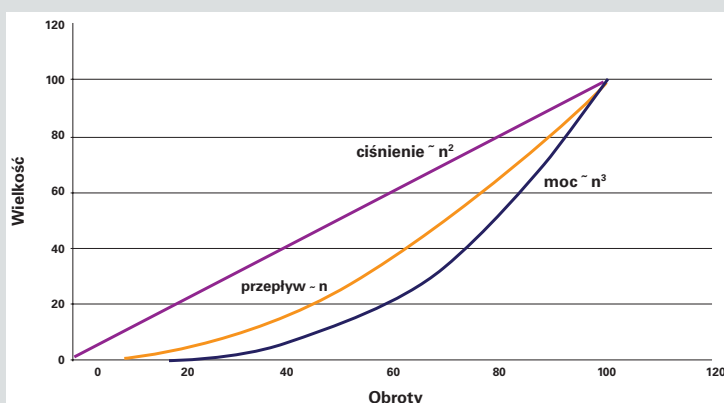
Zawór regulacji ciągłej, pracuje jak zawór dławiący. Przy stałej prędkości obrotowej dławienie zaworem powoduje wzrost przeciwności ciśnienia, wobec czego wydajność pompy się zmniejsza. Również zmniejsza się przy tym zapotrzebowanie mocy silnika pompy, lecz w dużo mniejszym stopniu.

Zależność ta widoczna jest z charakterystyk ciśnienie/wydajność i moc/wydajność każdej pompy wirowej. Możliwa wielkość oszczędności zależna jest również od wykonania konstrukcyjnego pompy.

Jako alternatywę opisanych wariantów 4, 5 i 6 z zastosowaniem „obejścia” należałoby wspomnieć również stosowanie tak zwanych automatycznych zaworów zwrotnych z recyrkulacją. Automatyczne zawory zwrotne z recyrkulacją są samosterującymi się zaworami bezpieczeństwa, chroniącymi pompy wirowe przed uszkodzeniami, mogącymi powstawać przy pracy pomp z niskim obciążeniem, wskutek parowania wody i powstającej kawitacji.

Gdy przepływ przez pompę spadnie poniżej zdefiniowanego „strumienia minimalnego”, otwiera się w modulowany sposób obejście tego zaworu, gwarantując utrzymanie wymaganego przepływu minimalnego w pompie. Automatyczne zawory zwrotne z recyrkulacją montuje się w przewodzie tłocznym wody zasilającej, możliwie blisko króćca tłocznego chronionej pompy. Odległość króćca tłocznego pompy od wlotu zaworu nie powinna przekraczać 1,5 m, aby wyeliminować powstawanie pulsacji strumienia wody.

Rys. D.6.1-8 Regulacja ciągła przez przetwornicę częstotliwości



Oznacza to przykładowo, że przy zmianie prędkości obrotowej n ze 100% na 50% (co odpowiada też zmianie strumienia objętościowego pompy V ze 100% na 50%) pobór mocy silnika spadnie aż do $\frac{1}{8}$.

W celu zabezpieczenia zaworu w czasie długich okresów pracy z przepływem minimalnym może być otwierany, jako opcja dodatkowa tzw. „ręcznie uruchamiany wylot pomocniczy”, który jednak w praktyce okazuje się zbędny (przy prawidłowym doborze hydraulicznym z uwzględnieniem charakterystyki zastosowanej pompy).

Średnice znamionowe automatycznego zaworu zwrotnego z recyrkulacją najlepiej przyjmować równe średnicy króćca tłocznego pompy. Zawory te są dostępne w handlu dla wartości ciśnienia od PN10 do PN40. Wielkość strumienia głównego i minimalnego zaworu podaje się w zależności od średnicy nominalnej zaworu (patrz Rys. D.6.1-9).

Zaletą automatycznych zaworów zwrotnych z recyrkulacją jest praca bez zasilania energią pomocniczą i skuteczne zapewnienie wymaganego minimalnego przepływu dla wybranej pompy zasilającej, w każdych warunkach ruchu kotła.

Uwagi dotyczące kotłowni wielokotłowych

W kotłowniach z kilkoma kotłami parowymi można realizować różne hydrauliczne kombinacje wariantów regulacji, odpowiednio do istniejących potrzeb.

A więc przykładowo:

- analogicznie jak poprzednio, lecz każdy kocioł parowy zasilany osobną pompą z regulacją częstotliwości, jak w wariantach 5/6;
- trzy pompy zasilające (w tym 1 pompa rezerwowa) na dwa kotły parowe ze stałym przypisaniem pompy do kotła, każda z osobnym zaworem regulacyjnym wody zasilającej na każdy kocioł i wspólnym obiegiem z rozdzielacza do zbiornika wody zasilającej, analogicznie do wariantu 3/4. Wariant ten może przynieść oszczędności, dzięki rezygnacji z jednej pompy, zmniejsza jednak dyspozycyjność kotłowni.
- podwójne agregaty pompowe na każdy kocioł, identycznie jak w kotłowniach jednokotłowych.

Rys. D.6.1-9 Wielkość strumienia głównego i minimalnego zaworu

Średnica nominalna zaworu (mm)	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Strumień główny ^{a)} (m³/h)	17	28	45	68	114	178	270	400	530
Strumień minimalny ^{b)} – standard (m³/h)	6	10	18	18	40	40	65	65	116
Średnica nominalna upustu ^{b)} (mm)	25	25	25	25	40	40	50	50	65

^{a)} Ze względu na maksymalnie dopuszczalne prędkości przepływu w przewodzie tłocznym można tu także zastosować odpowiednio zmienione wartości natężenia przepływu.

^{b)} zależnie od potrzeb, odpowiednio do dobranej pompy

W odniesieniu do:

Kart katalogowych osprzętu dla wysokopiętnych kotłów parowych

Viessmann posiada w programie dostaw odpowiednie do wszystkich swoich kotłów parowych pompy zasilające (Grundfos/KSB/Lowara/Speck/Wilo) z regulacją obrotów lub bez.

Oferty można uzyskać pod:
Dampf@viessmann.com

D.6.2 Pompy kondensatu – kryteria doboru i eksploatacji

Przywołuje się tu informacje, już podane w punktach D.5.1 i D.5.2 („otwarte” / „zamknięte” systemy kondensatu), zwracając jednak dodatkową uwagę na ewentualnie występującą konieczność regulacji (modulowania) ilości wody dostarczanej do zbiornika wody zasilającej i/lub bezpośrednio do kotła parowego poprzez obejście z zaworem regulacyjnym z serwowmotorem (patrz Rys. D.6.2-1).

Pompy kondensatu z wydajnością
 $\dot{m}_{\text{KON}} \geq 1,25 \dot{m}_{\text{FD}}$ zarówno dla otwartych, jak i zamkniętych systemów kondensatu.

- $p_{\text{S, otwarty}} = 1,0 \text{ bar}_{\text{abs.}} < p_{\text{G/Spwbehälter}} \approx 1,5 \text{ bar}_{\text{abs.}}$
- $p_{\text{S, zamknięty}} = 3,0 \text{ do } 6,0 \text{ bar}_{\text{abs.}} < p_{\text{G/kocioł}} \approx 7,0 \text{ do } 26,0 \text{ bar}_{\text{abs.}}$

Napędy pompy z regulacją obrotów, analogicznie do wariantów 5/6 z punktu D.6.1 są do pomyslenia tylko dla systemu „zamkniętego”.

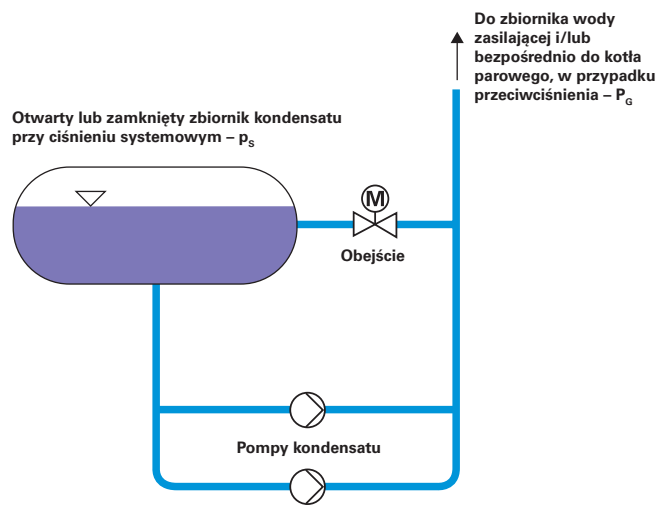
Z uwagi na występujące niewielkie moce silników pomp kondensatu w systemach „otwartych” stosowanie w nich pomp z regulacją obrotów nie jest zalecane.

Przykład obliczeń

$$N_K \approx \frac{1,25 \times \dot{m}_{\text{FD}} \times 1,1 \times p_B}{0,36 \times 10^5 \times \eta_p} [\text{kW}]$$

$$N = \frac{1,25 \times 75000 \times 0,5}{0,36 \times 10^5 \times 0,75} \times \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 2,1 \text{ kW}$$

Rys. D.6.2-1 Regulacja z obejściem





Dobór aparatów termicznych

W nawiązaniu do informacji, podanych już w punktach

C.5.4 Chłodnica próbek,
C.8.1 Schładzacz mieszający,
C.8.2 Rozprężacz odsolin,
C.8.3 Skraplacz oparów, oraz
C.8.4 Chłodnica wody zasilającej
poniżej przedstawiono funkcje i przybliżone parametry poszczególnych urządzeń.

Funkcje urządzeń, można w ograniczonym zakresie określić z programu standardowych urządzeń Viessmann dla instalacji o wydajności pary $> 14 \text{ t/h}$ do $\leq 75 \text{ t/h}$ w oparciu o dane tabel z Rys. D.7.1.1-2, Rys. D.7.2.1-2, Rys. D.7.2.1-3, Rys. D.7.2.1-4).

W przypadku odmiennych wybranych wartości wskaźnikowych i danych wyjściowych odpowiednie zapytania powinny być kierowane na adres e-mail: vitomaxpl@viessmann.com lub do właściwego doradcy technicznego.

D.7.1 Schładzacz mieszający

D.7.1.1 Opis działania, wartości parametrów, założenia projektowe

Do posadowienia schładzacza mieszającego nie są wymagane specjalne fundamenty, wystarczy płaska posadzka o odpowiedniej nośności.

Zbiornik schładzacza posiada odpowiednie króćce przyłączeniowe dla:

- odmulin z kotła parowego lub rozprężacza odsolin,
- odsolin z kotła parowego,
- termostatycznego regulatora dopływu wody chłodzącej,
- odpływu wody zmieszanej do kanalizacji,
- odpowietrzenia (wydmuch oparów);
- spustu (opróżniania), oraz
- otwór rewizyjny.
- wprowadzenie wody chłodzącej

Schładzacz mieszający służy do zbierania wszystkich gorących ścieków pod ciśnieniem z kotłowni parowej. W schładzaczu mieszającym ścieki te są rozprężane do ciśnienia atmosferycznego. Schładzacz mieszający połączony jest przewodem odpowietrzającym z atmosferą. Przez doprowadzenie wody chłodzącej z sieci wody surowej lub wody zmiękczzonej poprzez wbudowaną na stałe lancę, rozprężone ścieki zostają schłodzone do temperatury 30 do 35°C, umożliwiającą ich odprowadzenie do kanalizacji. W tym celu schładzacz mieszający wyposażony jest w elektryczną regulację dopływu wody chłodzącej. Zależnie od stopnia twardości wody surowej może być celowe domieszanie do niej wody zmiękczzonej, aby zminimalizować wytrącanie się kamienia kotłowego w schładzaczu.

Wartości parametrów

Strumień odsolin

$$A = 5\%$$

Strumień masowy odsolin

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{FD} \times A / 100 \text{ (kg/h)}$$

Ilość odmulin

$$a = 7,5 \text{ kg/s}$$

Cykl odmulania

$$T_a = 4 \text{ s/}_{gh}$$

Strumień masowy odmulin

$$\dot{m}_a = a \times T_a = 7,5 \text{ kg/s} \times 4 \text{ s/}_{gh} = 3,75 \text{ kg/h}$$

Temperatura wody chłodzącej

$$T_{KW} = 15^\circ\text{C}$$

Temperatura ścieków

$$T_{AW} = 30^\circ\text{C}$$

Strumień masowy ścieków

$$\dot{m}_{AW} = \dot{m}_A + \dot{m}_a + \dot{m}_{KW} \text{ (kg/h)}$$

Temperatura odmulin

$$T_a \text{ (}^\circ\text{C)}, T_a \approx T_s f(p_B)$$

gdzie T_s jest temperaturą pary nasyconej, jako funkcji nadciśnienia roboczego (p_B) z [Tab.2].

Temperatura odmulin

$$T_{a/K} \approx f(p_{E/K} = 0 \text{ bar}) \approx 100^\circ\text{C}$$

(na wlocie do schładzacza)

Temperatura odsolin

$$T_A \text{ (}^\circ\text{C)};$$

(po rozprężacz odsolin)

$T_A = f(p_{E/D})$ jako funkcja ciśnienia pary w odgazowywaczu $p_{E/D}$ z [Załącznika Tab.2].

Założenie: $T_A = 105^\circ\text{C}$ dla $p_{E/D} \approx 0,21 \text{ bar}$

Ilości odmulin ($\dot{m}_{a/K}$) doprowadzanych do schładzacza mieszającego zmniejszają się jednak o ilość pary odlotowej (ilość pary rozprężonej $\dot{m}_{a/DE}$):

$$\dot{m}_{a/K} = \dot{m}_a - \dot{m}_{a/DE}$$

a ponieważ

$$\dot{m}_{a/DE} = \frac{r_{DE}}{100} \times \dot{m}_a$$

doprowadzona ilość odmulin wyniesie

$$\dot{m}_{a/K} = \dot{m}_a \times \left(1 - \frac{r_{DE}}{100} \right)$$

gdzie r_{DE} jest procentowym udziałem odparowania wg [Załącznik Tab. 6], zależnym od różnicy ciśnień między nadciśnieniem roboczym (p_B) a atmosferycznym nadciśnieniem rozprężenia ($p_{E/K} = 0$).

Uwaga

„Spontanicznie” na jedną zmianę roboczą (8 h) upuszcza się krótkotrwałe (4 s) około $7,5 \text{ kg/s} \times 4 \text{ s} = 30 \text{ kg}$ odmulin. Przy uwzględnieniu nadciśnienia roboczego ilość odmulin doprowadzonych zmniejszy się do:

$$m_{a/K} = 30 \times \left(1 - \frac{17}{100} \right) \approx 25 \text{ kg}$$

Schłodzenie tej doprowadzanej nieciężko ilości odmulin schładzacz mieszający zapewni dzięki utrzymywanemu stale odpowiednio dużemu zapasowi (m_{WV}) „zimnej” wody o temperaturze 30°C , wynikającemu orientacyjnie z poniższej zależności

$$m_{WV} \geq \frac{m_{a/K} \times (T_{a/K} - T_{AW})}{(T_{AW} - T_{KW})} \geq \frac{25 \times (100 - 30)}{(30 - 15)} \geq 117 \text{ l}$$

Rys. D.7.1.1-1 Schładzacz mieszający



D.7 Aparaty termiczne

Wnioski

Celem wyznaczenia potrzebnej ilości wody chłodzącej na godzinę i łącznej ilości powstających ścieków należy wyznaczyć tylko ilości bilansowe, wynikające z ciągłości procesu.

Celem minimalizacji zapotrzebowania wody chłodzącej i wymaganej pojemności zbiornika schładzacza, zapewniającej wystarczającą zapas wody, zaleca się odmulanie dwukrotnie w ciągu zmiany, każdorazowo w czasie 2 sekund.

Przy doborze wymaganych średnic (DN) przelotowych wyprowadzeń (odprowadzenie oparów, ścieków, wody chłodzącej) należy uwzględnić wskazówki z punktu D.8.5.

Wartości parametrów

- wymagana ilość wody chłodzącej $\dot{m}_{KW}$ (kg/h), jako zmienna bilansowa (bilansu cieplnego i masowego) dla schładzacza mieszającego, przy pominięciu pary rozprężonej $\dot{m}_{a/DE}$

$$\dot{m}_{KW} = \frac{\dot{m}_A \times (h'_A - h'_{AW}) + \dot{m}_a (h'_{a/K} - h'_{AW})}{(h'_{AW} - h'_{KW})}$$

i ogólnej zależności określającej entalpię czynnika

dla $h_i = c_{p_i} \times t_i$

(gdzie c_{p_i} = stałe dla odmulin/odsolin i wody chłodzącej)

otrzymamy:

$$\dot{m}_{KW} = \frac{\dot{m}_A \times (T_A - T_{AW}) + \dot{m}_a (T_{a/K} - T_{AW})}{(T_{AW} - T_{KW})}$$

a z dalszymi danymi wyjściowymi:

$$\dot{m}_{KW} = \frac{\dot{m}_{FD} \times 0,05 \times (105 - 30) + 3,75 \times (100 - 30)}{(30 - 15)} \quad [\text{kg}]$$

oraz łączną ilość ścieków $\dot{m}_{AW}$ (kg/h) z:

$$\dot{m}_{AW} = \dot{m}_A + \dot{m}_a + \dot{m}_{KW} = \dot{m}_{FD} \times 0,05 + 3,75 + \dot{m}_{KW}$$

Przykład wyznaczania pojemności zbiornika schładzacza mieszającego

Orientacyjne wyznaczenie pojemności zbiornika,

przy założeniach:

- ilość pary świeżej $\dot{m}_{FD}$ = 12 000 kg/h
- nadciśnienie pary świeżej p_B = 13 bar
- temperatura pary nasyconej T_s = 195°C

$$\dot{m}_{KW} = \frac{\dot{m}_A \times (T_A - T_{AW}) + \dot{m}_a \times (T_{a/K} - T_{AW})}{(T_{AW} - T_{KW})} \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{KW} = \frac{12000 \times 0,05 (105 - 30) + 3,75 \times (100 - 30)}{(30 - 15)} \quad [\text{kg/h}]$$

$\dot{m}_{KW} = 3.017,50$ kg/h i łącznej ilości ścieków

$$\dot{m}_A = 3.017,50 + 12000 \times 0,05 + 3,75 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_A = 3.621,25 \text{ kg/h}$$

dla kotłowni standardowych wg podanego dalej zestawienia tabelarycznego otrzymamy pojemność zbiornika ≈ 600 litrów.

Rys. D.7.1.1-2 Pojemność zbiorników dla schładzaczy niesjąjących

Typ kotłowni	1	2	3	4	5	6
$\frac{\dot{m}_{FD}}{p_3}$ (t/h)	$\leq 4,0$	$> 4 - \leq 7,0$	$> 7 \text{ do } \leq 14$	$> 14 \text{ do } \leq 20$	$> 20 \text{ do } \leq 40$	$> 40 \text{ do } \leq 75$
6,0	125/ 400 × 1 450	125/ 400 × 1 450	125/ 400 × 1 450	125/ 400 × 1 450	325/ 600 × 1 580	600/ 800 × 1 690
8,0	325/ 600 × 1 580	325/ 600 × 1 580	325/ 600 × 1 580	600/ 800 × 1 690	1 000/ 1 000 × 1 810	1 500/ 1 200 × 2 100
10,0	325/ 600 × 1 580	325/ 600 × 1 580	325/ 600 × 1 580	600/ 800 × 1 690	1 000/ 1 000 × 1 810	1 500/ 1 200 × 2 100
13,0	600/ 800 × 1 690	600/ 800 × 1 690	600/ 800 × 1 690	600/ 800 × 1 690	2 000/ 1 500 × 2 100	1 500/ 1 200 × 2 100
16,0	600/ 800 × 1 690	600/ 800 × 1 690	600/ 800 × 1 690	600/ 800 × 1 690	2 000/ 1 500 × 2 100	1 500/ 1 200 × 2 100
18,0	600/ 800 × 1 690	800/ 900 × 1 750	800/ 900 × 1 750	1 000/ 1 000 × 1 810	2 000/ 1 500 × 2 100	2 000/ 1 500 × 2 100
20,0	600/ 800 × 1 690	800/ 900 × 1 750	800/ 900 × 1 750	1 000/ 1 000 × 1 810	2 000/ 1 500 × 2 100	2 000/ 1 500 × 2 100
22,0	1 000/ 1 000 × 1 810	1 000/ 1 000 × 1 810	1 000/ 1 000 × 1 810	1 400/ 1 150 × 1 870	2 400/ 1 500 × 2 200	2 600/ 1 600 × 2 100
25,0	1 000/ 1 000 × 1 810	1 000/ 1 000 × 1 810	1 400/ 1 400 × 1 870	1 400/ 1 150 × 1 870	2 400/ 1 500 × 2 200	2 600/ 1 600 × 2 100

- $\dot{m}_{FD}$ - ilość pary świeżej
- p_B - ciśnienie pary świeżej

- dane liczbowe, np. xxx/yyy × zzz
xxx = pojemność (litrów)
yyy = średnica zbiornika (mm)
zzz = wysokość zbiornika (mm)

D.7 Aparaty termiczne

Wskazówka

Dla instalacji wielokotłowych doboru dokonuje się jak dla pojedynczego kotła, uwzględniając jednak równoległe odprowadzanie odsolin do schładzacza mieszającego.

D.7.1.2 Chłodnica odsolin – opis działania, wartości parametrów, założenia projektowe

Przykład: typ instalacji 3

Zasilanie z (n+1) kotłów parowych o łącznej wydajności ≤ 14 t/h itd.

Ma zastosowanie praktyczna zasada: (n+1) zawsze $\leq \dot{m}_{FD}$

- Przy koncepcjach instalacji o wydajności pary $\dot{m}_{FD} > 20$ t/h należałoby z zasady zastanowić się nad zastosowaniem pośredniego chłodzenia odsolin (celem odzysku ciepła), przed ich odprowadzeniem do schładzacza mieszającego. Warunkiem jest tu jednak ciągłe dysponowanie niezbędną ilością wody uzupełniającej, jako odbiornika tego ciepła. Można by przez to zminimalizować zapotrzebowanie (i koszty) wody chłodzącej.

O celowości takiego rozwiązania powinien zdecydować rachunek ekonomiczny.

Metoda bilansowa

Wymagana moc cieplna chłodnicy odsolin $\dot{Q}_{L/K}$ (patrz też rys. D.7.1.1-3)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{L/K} &= \dot{m}_A \times c_p \times (T_{A/E} - T_{A/A}) \\ &= \dot{m}_{WW} \times c_p \times (T_{WW/A} - T_{WW/E}) \text{ w kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{L/K} &= \dot{m}_{FD} \times 0,05 \times c_p \times (T_{A/E} - T_{A/A}) \\ &= 12000 \times 0,05 \times 0,001163 \times (105 - 30) \\ &= \dot{Q}_{L/K} = 52,33 \text{ kW}\end{aligned}$$

oraz oszczędność wody chłodzącej ($\Delta \dot{m}_{KW}$) z równania:

$$\begin{aligned}\Delta \dot{m}_{KW} &= \frac{\dot{m}_A \times (T_{A/E} - T_{A/A})}{(T_{AW} - T_{KW})} \\ &= \frac{12000 \times 0,05 \times (105 - 30)}{(30 - 15)} = 3000 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

oraz oczekiwany okres amortyzacji (A_{mo}) z równania:

$$A_{mo} = \frac{\text{Koszt chłodnicy } (k_{L/K})}{\text{Koszty wody chłodzącej } (\Delta k_{KW})} \text{ w latach}$$

gdzie:

- Koszt chłodnicy $k_{L/K} \approx 3500,-$ € (płytkowy wymiennik ciepła z orurowaniem i armaturą)
- Koszty wody chłodzącej $\Delta k_{KW} = 3,50$ €/t przy $3000 \text{ kg/h} \triangleq 3 \text{ t}$ ($\Delta \dot{m}_{KW}$) i rocznej liczbie godzin ruchu $b = 1760 \text{ h}$ ($8 \text{ h/dziennie} \times 220 \text{ dni/rok}$)

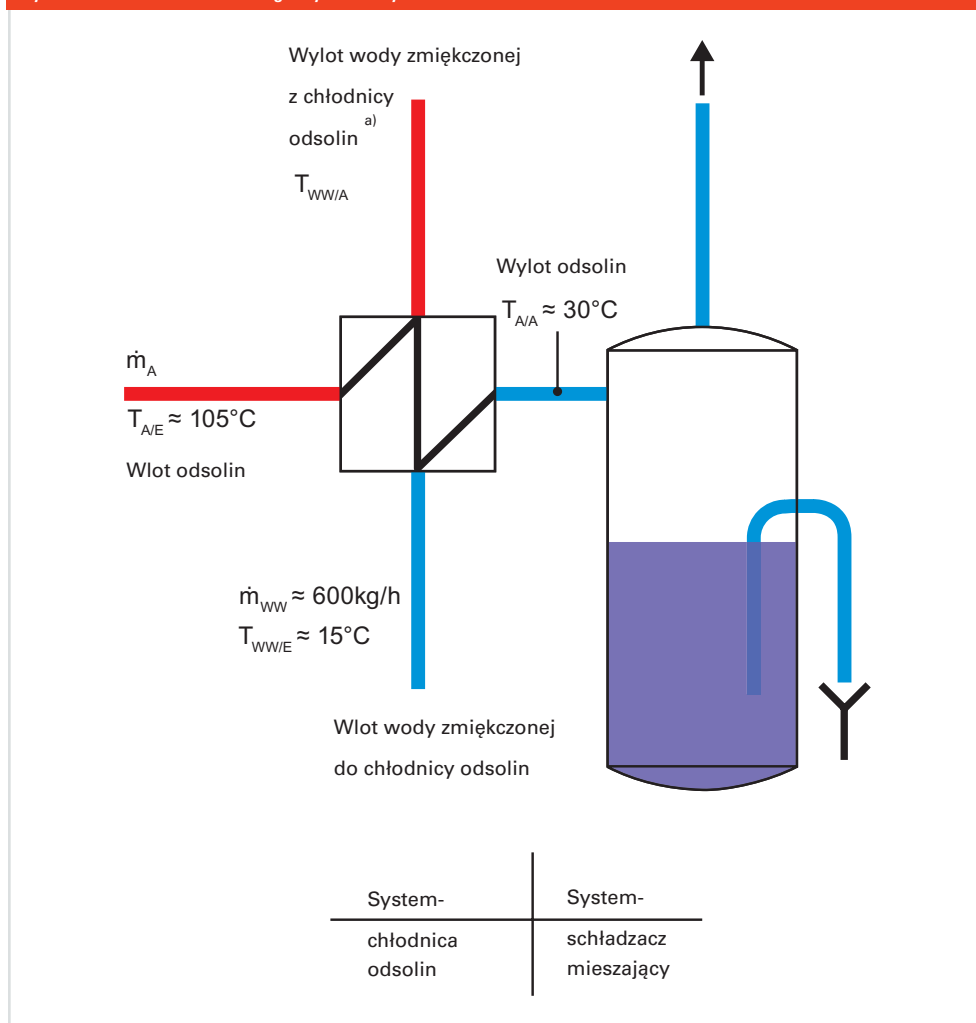
$$A_{mo} = \frac{3.500,- \text{ €} \times a}{1760 \text{ h} \times 3 \text{ t/h} \times 3,50 \text{ €/t}}$$

$$= 0,2 \text{ a} \pm 0,2 \text{ roku}$$

Wskazówka

W odniesieniu do technologii należy jednak zapewnić ciągły przepływ wody zmiękczonej przez chłodnicę i/lub udostępnioną przez użytkownika odbiornik ciepła (np. podgrzewacz CWU).

Rys. D.7.1.1-3 Schemat technologiczny chłodnicy odsolin

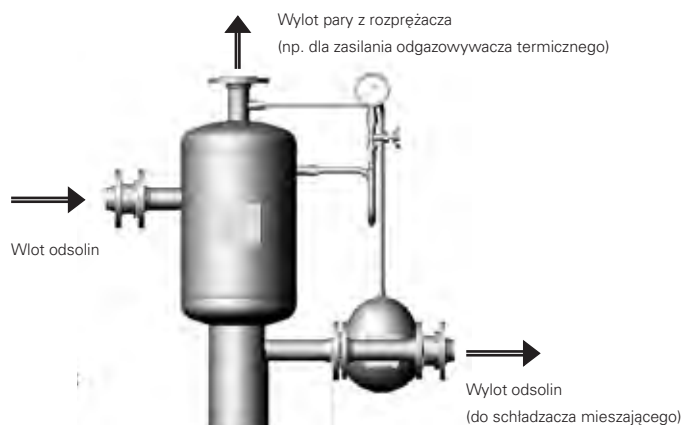


cp – ciepło właściwe odsolin i wody zmiękczonej $\sim 0,001163 \text{ kWh/kgK}$

^{a)} W konkretnym przypadku należy dodatkowo sprawdzić, czy konieczne jest podjęcie działań dla ograniczenia temperatury wody zmiękczonej na wylocie z chłodnicy (regulacja temperatury z funkcją ogranicznika)

D.7 Aparaty termiczne

Rys. D.7.2.1-1 Rozprężacz odsolin



Wskazówka

Ilość ciepła ($\dot{Q}_{\text{odsolin}}$) usunięta z kotła w odsolnierzach zostaje odzyskana przez doprowadzenie pary rozprężonej do instalacji termicznego odgazowania wody zasilającej, zgodnie z bilansem cieplnym

$$\dot{Q}_{\text{odsolin}} = \dot{Q}_{\text{pary rozprężonej}}$$

Uwaga: $\dot{Q}_{\text{pary rozprężonej}}$ dotyczy fazy ciekłej odsolin za rozprężaczem.

^{a)} = możliwe było by również orientacyjne wyznaczenie z załączonego wykresu Tab.6 jako ok. 17,5% z $\dot{m}_A$.

D.7.2 Rozprężacz odsolin

D.7.2.1 Opis działania, wartości parametrów, założenia projektowe

Rozprężacz odsolin zbiera wodę z odsalania kotła i rozpręża ją do poziomu ciśnienia 0,2–0,5 bar. Para rozprężona, powstająca przy rozprężaniu, wykorzystywana jest jako para grzewcza w instalacji odgazowania termicznego. Reszta odsolin jest odprowadzana do schładzacza mieszającego.

Do ustawienia rozprężacza odsolin nie są potrzebne specjalne fundamenty, wystarczy płaska posadzka o odpowiedniej nośności.

Rozprężacz (zbiornik) posiada odpowiednie króćce przyłączeniowe dla:

- doprowadzenia odsolin z kotła parowego,
- odprowadzenia odsolin do schładzacza mieszającego,
- odprowadzenia pary z rozprężacza do odgazowywacza termicznego
- zaworu bezpieczeństwa (opcja), tylko w przypadku odprowadzania pary rozprężonej do systemów niezabezpieczonych, oraz
- spustu (opróżniania)

Wartości parametrów dla rozprężacza odsolin:

- strumień odsolin $A = 5\%$
- ilość odsolin $\dot{m}_A = \dot{m}_{FD} \times A / 100$ [kg/h]
- temperatura odsolin T_A (°C) jako funkcja nadciśnienia pary rozprężonej $T_A = f(p_{E/D})$ z (Tab. 2), tutaj $T_A = 105^\circ\text{C}$ przy $p_{E/D} \approx 0,21$ bar;

- ilość pary rozprężonej $\dot{m}_{D/E}$ [kg/h], jako wielkość bilansowa (bilansu cieplnego i masowego) rozprężacza odsolin, wyznaczona z: wartości entalpii (jako funkcja temperatury i ciśnienia) zgodnie z (Tab. 2) dla: odsolin na wlocie $h'_{A/E} = f(T_s - \text{temperatury pary nasyconej})$ [kWh/kg] odsolin na wylocie $h'_{A/A} = f(p_{E/D})$ wody zasilającej h'_{spw} [kWh/kg] pary rozprężonej $h''_{D/E} = f(p_{E/D})$ [kWh/kg]

A

$$\dot{m}_{DE} = \frac{\dot{m}_A \times (h'_{A/E} - h'_{A/A})}{(h''_{D/E} - h'_{A/A})} \text{ (kg/h)}$$

względnie

B

$$\dot{m}_{DE} = \frac{\dot{m}_{FD} \times A/100 \times (h'_{A/E} - h'_{A/A})}{(h''_{D/E} - h'_{A/A})}$$

a ilość odsolin $\dot{m}_{L/A}$ fazy ciekłej
odprowadzonych z rozprężacza

$$\dot{m}_{L/A} = \dot{m}_{FD} \times (A/100) - \dot{m}_{DE} \quad [\text{kg/h}]$$

Przykład obliczeń

ilość pary świeżej	$\dot{m}_{FD} = 12\,000 \text{ kg/h}$
nadciśnienie pary świeżej	$p_B = 13 \text{ bar}$
temperatura pary nasyconej z [Tab. 2]	$T_s = 195^\circ\text{C}$
nadciśnienie pary w odgazowywaczu jako	
ciśnienie pary rozprężonej	$p_{E/D} \approx 0,21 \text{ bar}$

Wartości entalpii jako $f = p_B, p_{E/D}$ z [Tab. 2]

$h'_{A/E} = f(p_B)$	$= 0,230 \text{ kWh/kg} \triangleq 830 \text{ kJ/kg}$
$h'_{A/A} = f(p_{E/D})$	$= 0,122 \text{ kWh/kg} \triangleq 439 \text{ kJ/kg}$
$h''_{D/E} = f(p_{E/D})$	$= 0,745 \text{ kWh/kg} \triangleq 2\,683 \text{ kJ/kg}$

$$\dot{m}_{DE} = \frac{\dot{m}_{FD} \times A/100 \times (h'_{A/E} - h'_{A/A})}{(h''_{D/E} - h'_{A/A})} = \frac{12\,000 \text{ kg/h} \times 5/100 \times (0,230 - 0,122) \text{ kWh/kg}}{(0,745 - 0,122) \text{ kWh/kg}} \approx 104 \text{ kg/h}$$

oraz

$$\dot{m}_{L/A} = \dot{m}_{FD} \times A/100 - \dot{m}_{DE} = 12\,000 \text{ kg/h} \times 5/100 - 104 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{L/A} \approx 496 \text{ kg/h}$$

D.7 Aparaty termiczne

Pojemność zbiornika rozprężacza

- jako przybliżona wartość (wyznaczona w oparciu o konwencjonalne instalacje firmy Viessmann) według zestawień tabelarycznych dla zakresu wydajności kotłów parowych $> 14 \text{ t/h}$ do $\leq 75 \text{ t/h}$.

- Dla zakresów wydajności pary $\leq 14 \text{ t/h}$ można wyboru dokonać z kart katalogowych urządzeń firmy Viessmann.

Rys. D.72.1-2 $\dot{m}_{pD}$ – Wydajności pary kotła $> 14000 \text{ kg/h}$ do $\leq 20000 \text{ kg/h}$

P_B ciśnienie robocze pary	Odsoliny	Para	Przyłącza		Wymiary			
	$A^{a)}$ kg/h	$\dot{m}_{D/E}^{a)}$ kg/h	$DN_{odsoliny}$ wlot/wylot	DN_{para} wylot	L x B mm	H mm	Ø D mm	Pojemność ^{a)} litrów
6,0	1000	116	20/25	65	950 x 750	1700	500	100
8,0	1000	135	20/25	65	1050 x 850	1800	600	320
10,0	1000	153	20/25	80	1050 x 850	1800	600	320
13,0	1000	173	20/25	80	1050 x 850	1800	600	320
16,0	1000	193	20/25	80	1050 x 850	2400	600	450
18,0	1000	204	20/25	80	1050 x 850	2400	600	450
20,0	1000	214	20/25	100	1050 x 850	2400	600	450
22,0	1000	223	20/25	100	1050 x 850	2400	600	450
25,0	1000	238	20/25	100	1050 x 850	2400	600	450

Wskazówka

Dla instalacji wielokotłowych doboru dokonuje się jak dla pojedynczego kotła, uwzględniając jednak równoległe odprowadzanie odsolin do rozprężacza, jak już wspomniano przy opisie schładzacza mieszającego.

Rys. D.72.1-3 $\dot{m}_{pD}$ – Wydajności pary kotła $> 20000 \text{ kg/h}$ do $\leq 40000 \text{ kg/h}$

P_B ciśnienie robocze pary	Odsoliny	Para	Przyłącza		Wymiary			
	$A^{b)}$ kg/h	$\dot{m}_{D/E}^{b)}$ kg/h	$DN_{odsoliny}$ wlot/wylot	DN_{para} wylot	L x B mm	H mm	Ø D mm	Pojemność ^{b)} litrów
6,0	2000	231	20/32	100	1050 x 850	2400	600	450
8,0	2000	270	20/32	100	1050 x 850	2400	600	450
10,0	2000	306	20/32	100	1050 x 850	2400	600	450
13,0	2000	347	20/32	100	1050 x 850	2400	600	450
16,0	2000	386	20/32	125	1250 x 900	2600	750	800
18,0	2000	408	20/32	125	1250 x 900	2600	750	800
20,0	2000	427	20/32	125	1250 x 900	2600	750	800
22,0	2000	446	20/32	125	1250 x 900	2600	750	800
25,0	2000	475	20/32	125	1250 x 900	2600	750	800

Rys. D.72.1-4 $\dot{m}_{pD}$ – Wydajności pary kotła $> 40000 \text{ kg/h}$ do $\leq 75000 \text{ kg/h}$

P_B ciśnienie robocze pary	Odsoliny	Dampf	Przyłącza		Wymiary			
	$A^{c)}$ kg/h	$\dot{m}_{D/E}^{c)}$ kg/h	$DN_{odsoliny}$ wlot/wylot	DN_{para} wylot	L x B mm	H mm	Ø D mm	Pojemność ^{c)} litrów
6,0	3750	433	32/50	125	1250 x 900	2600	750	800
8,0	3750	506	32/50	150	1250 x 900	2600	750	800
10,0	3750	572	32/50	150	1250 x 900	2600	750	800
13,0	3750	650	32/50	150	1250 x 900	2600	750	800
16,0	3750	723	32/50	150	1500 x 1250	2400	1000	1200
18,0	3750	766	32/50	200	1500 x 1250	2400	1000	1200
20,0	3750	801	32/50	200	1500 x 1250	2400	1000	1200
22,0	3750	837	32/50	200	1500 x 1250	2600	1000	1400
25,0	3750	891	32/50	200	1500 x 1250	2600	1000	1400

^{a)} w odniesieniu do $\dot{m}_{FD(max)} = 20000 \text{ kg/h}$

^{b)} w odniesieniu do $\dot{m}_{FD(max)} = 40000 \text{ kg/h}$

^{c)} w odniesieniu do $\dot{m}_{FD(max)} = 75000 \text{ kg/h}$

D.7.3 Skraplacz oparów

D.7.3.1 Opis działania, wartości parametrów, założenia projektowe

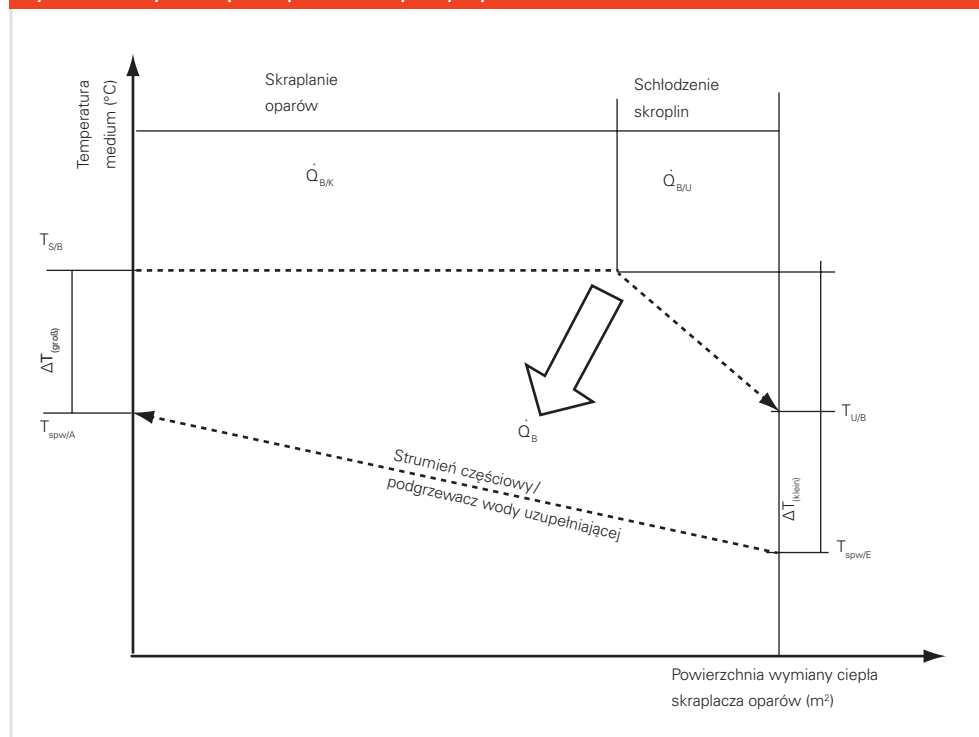
W nawiązaniu do informacji podanych w punkcie C.8.3 podano poniżej bardziej szczegółowe informacje odnośnie działania i doboru.

Przez skroplenie pary odlotowej z następnym schłodzeniem powstałego w ten sposób kondensatu można ponownie wprowadzić do systemu „ciepło odpadowe oparów”. Jako odbiornik tego ciepła wykorzystuje się tu, przez odpowiednie wykonanie instalacji, część strumienia wody uzupełniającej, przed jej wprowadzeniem do odgazowywacza (patrz Załącznik A1). Zależności energetyczne przedstawiono poglądowo na poniższym wykresie temperatur powierzchni wymiany ciepła (Rys. D 7.3.1-1).

Wydzielające się gazy (O_2 , CO_2) usuwane są poza kotłownię przez wyprowadzony ponad dach przewód odpowietrzający. Kondensat natomiast odprowadzany do ścieków lub ponownie wykorzystywany.

Celem dodatkowego zmniejszenia ilości oparów w instalacjach wielokotłowych ze wspólną instalacją termicznego uzdatniania wody, godne polecenia jest zainstalowanie w przewodzie oparów, przed wejściem na skraplacz, zaworu regulacyjnego z serwonapędem, sterowanego przez sterownik PLC instalacji kotłowej w zależności od obciążenia^{a)} (patrz Rys. D 7.3.1-2).

Rys. D.7.3.1-1 Wykres temperatur powierzchni wymiany ciepła

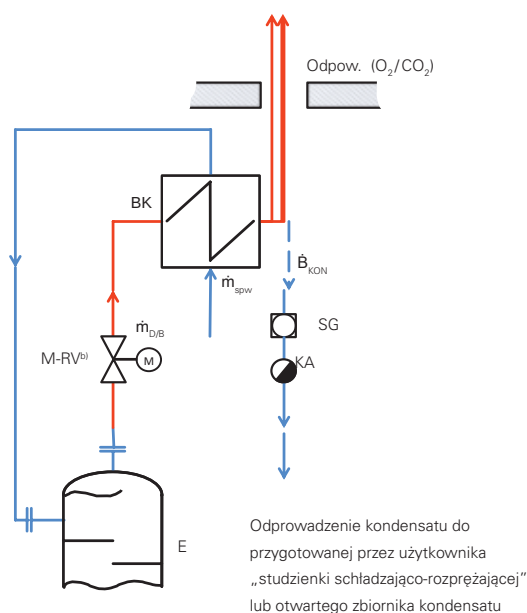


$T_{S/B}$	Temperatura pary nasyconej (oparów)
$T_{spw/E}$	Temperatura wody uzupełniającej na wlocie
$T_{spw/A}$	Temperatura wody uzupełniającej na wylocie
$T_{U/B}$	Temperatura kondensatu z oparów na wylocie

^{a)} Oprócz sterowania według obciążenia optymalnym rozwiązaniem jest dodatkowe wykorzystanie do sterowania wartości stężenia O_2 w wodzie zasilającej (z pomiarów O_2 w przewodzie wody zasilającej – patrz też punkt D.4.5 Analityka wody).

D.7 Aparaty termiczne

Rys. D.7.3.1-2 Schemat pracy skraplacza oparów



BK	Skraplacz oparów
M-RV	Zawór regulacyjny z napędem
$\dot{m}_{D/B}$	Opary
$\dot{m}_{spw}$	Strumień częściowej wody uzupełniającej
$\dot{B}_{KON}$	Kondensat ze skroplenia oparów
SG	Wziernik
KA	Oddzielacz skroplin
Odpow.	Odpowietrzenie, wyprowadzone na zewnątrz (ponad dach)
E	Kopuła odgazowywacza

Dalsze wartości parametrów i wskazówki doboru:

- Ilość oparów $\dot{m}_{D/B}$ wyznacza się z równania:

$$\dot{m}_{D/B} \approx f_{B/m} \times (\dot{m}_{KON} + \dot{m}_{Zu/spw})$$

$$= f_{B/m} (\dot{m}_{FD} \times [1 + A/100]) \quad [\text{kg/h}]$$

gdzie:

- $\dot{m}_{KON}$ Kondensat zawracany do odgazowywacza
- $\dot{m}_{Zu/spw}$ Ilość wody uzupełniającej doprowadzanej do odgazowywacza
- $\dot{m}_{FD}$ Ilość pary świeżej;
- A Strumień odsoliny w (%);
- $f_{B/m}$ średni współczynnik do wyznaczenia minimalnej ilości oparów

Wskazówka

W praktyce można z wystarczającą dokładnością zakładać wartości $f_{B/m} = 0,005$ do $0,01$ [-] przy czym „wyższe” wartości współczynnika należy przyjmować przy „niższych” ilościach zawracanego kondensatu (< 40%).

- różnice temperatur w skraplaczu (wymieniku ciepła) należy dobierać z uwagi na gospodarkę energetyczną, jako:

$$\Delta T_{\text{klein}} = T_{n/B} - T_{spw/E} \approx 2 \text{ do } 5 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{groB}} = T_{s/B} - T_{spw/A} \approx \geq 20 \text{ K}$$

- Straty ciśnienia w skraplaczu (strona pary) $\leq p_{B/E}$
- Straty ciśnienia w skraplaczu (strona wody) $\leq 0,5 \text{ bar}$
- Moc cieplna – $\dot{Q}_B$ skraplacza oparów z bilansu cieplnego dla skraplacza

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_{B/K} + \dot{Q}_{B/U} = \dot{m}_{spw} \times c_p \times (T_{spw/A} - T_{spw/E})$$

względnie

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{D/B} (r_B + c_p \times [T_{s/B} - T_{U/B}])$$

gdzie

- c_p - ciepło właściwe kondensatu i wody zasilającej
~ 4,19 kJ/kg K i/lub 0,001163 kWh/kg K

- r_B - ciepło kondensacji oparów

$r_B = (h''_{D/B} - h'_{K/B})$ w zależności od ciśnienia w odgazowywaczu ($p_{B/E}$) z [Tab. 2] i/lub wyznaczone z:

$h''_{D/B}$ – entalpii oparów

= $f(p_{B/E})$ oraz

$h'_{K/B}$ – entalpii kondensatu z oparów

= $f(p_{B/E})$

^{b1} Przez odpowiednie blokady położenia krańcowych układ sterujący musi zapewnić położenie otwarcia zaworu regulacyjnego 5 – 10 procent.

1. przykład obliczeń

Wyznaczenie $\dot{Q}_B$ w (kW):

- Strumień odsolin $A = 5\%$
 - Ilość pary świeżej $\dot{m}_{FD} = 12000 \text{ kg/h}$
 - Współczynnik minimalnej ilości oparów
 $\dot{m}_{B/M} \approx 0,0075$ (założony)
 $\dot{m}_{D/B} = 0,0075 \times [12000 (1+5/100)] = 94,5 \text{ kg/h}$
 - Ciśnienie w odgazowywaczu $p_{B/E} = 0,21 \text{ bar}$
 - $T_{S/B} = f(p_{B/E})$ z (Tab. 2) = 105°C
 - $r_B = f(p_{B/E})$ z (Tab. 2) = $0,623 \text{ kWh/kg}$
 - $cp = 0,001163 \text{ kWh/kgK}$
 - Temperatura wody uzupełniającej – $T_{spw/E} = 15^\circ\text{C}$
 - Różnica temperatur – $\Delta T_{klein} = 3 \text{ K}$ (założono)
 $(T_{U/B} = 15 + 3 = 18^\circ\text{C})$
- $$\dot{Q}_B = 94,5 [0,623 + 0,001163 (105 - 18)] = 68,44 \text{ kW}$$

2. przykład obliczeń

Wyznaczenie wymaganego strumienia częściowego wody uzupełniającej $\dot{m}_{spw}$ in (kg/h)

- Różnica temperatur – $\Delta T_{gro\beta} = 20 \text{ K}$ (założono)
- $T_{spw/A} = 105 - 20 = 85^\circ\text{C}$

$$\dot{m}_{spw} = \frac{68,44 \text{ kW} \times \text{kg} \times \text{K}}{0,001163 \text{ kWh} \times (85 - 15) \text{ K}} = 840,68 \text{ kg/h}$$

3. przykład obliczeń

Potencjał oszczędności, amortyzacja

- Paliwo – gaz ziemny (E) z $H_i = 10,35 \text{ kWh/Nm}^3$
- Średnia sprawność kotła $\eta_{K(M)} \approx 94,75\%$
 (wg karty katalogowej, przy współpracy z podgrzewaczem wody)
- Złożona cena paliwa $k_{BP} = 0,414 \text{ €/Nm}^3$
- Roczny czas ruchu z pełnym obciążeniem
 $b = 6000 \text{ h}$ (założony)

$$KB = \frac{\dot{Q}_B \times k_B \times b}{H_i \times \eta_{K(M)}}$$

$$= \frac{68,44 \text{ kW} \times 0,414 \text{ €} \times 6000 \text{ h}}{10,35 \text{ kWh} \times 94,75/100} \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} =$$

roczna oszczędność kosztów $K_B = 17335 \text{ €/a}$

Przy dodatkowym nakładzie inwestycyjnym (K_{kon}), odpowiadającym szacunkowej wartości^{a)}, skraplacza, łącznie z orurowaniem, armaturą i regulacją ilości oparów, w wysokości 11 500,– € można liczyć się ze zwrotem kosztów już po

$$A_K = K_{kon} / K_B = 11\,500, - \text{ €} / a / 17\,335, - \text{ €} / a = 0,66 \text{ roku}$$

^{a)} Konieczne sprecyzowanie, przez
ściągnięcie odpowiednich ofert

D.7.4 Chłodnica wody zasilającej

D.7.4.1 Opis działania, wartości parametrów, założenia projektowe

Chłodnica wody zasilającej umożliwia schłodzenie wody zasilającej podawanej do podgrzewacza wody zasilającej (ECO) do temperatury ($T_{spw/K-A}$), poniżej temperatury nasycenia odgazowywacza ($T_{s/E}$).

Temperaturę wody zasilającej na wylocie z chłodnicy wody zasilającej należałoby dobrać w pobliżu temperatury punktu rosy dla spalin (patrz Rys.D.2.3.3-1).

Dalsze rozważania odnosić się będą do podgrzewaczy wody typu 100/200, z uwzględnieniem danych termodynamicznych z kart katalogowych kotłów Vitomax 200- HS.

Na chłodnice wody zasilającej zaleca się płytowe wymienniki ciepła ze stali szlachetnej.

Sposób wpięcia w całą instalację przedstawiono na załączonym schemacie technologicznym (patrz załącznik A1).

Wyznaczenie $T_{spw/K-A}$ i tym samym „dodatkowej mocy cieplnej” podgrzewacza wody $\dot{Q}_{ECO'}$ jako odzysku ciepła:

Założenia:

Temperatura wody zasilającej na wylocie $T_{spw/A-ECO}$ pozostaje zachowana dla każdego z rozpatrywanych przypadków obciążenia (patrz wykres temperatura-powierzchnia wymiany ciepła, Rys. D.7.4.1-2).

W nawiązaniu do uwag odnośnie wyznaczania mocy cieplnej podgrzewacza wody $\dot{Q}_{ECO}$ (patrz punkt D.2.3.1) należy analogicznie wyznaczyć „dodatkową moc cieplną” $\Delta\dot{Q}_{ECO'}$ uzyskiwaną przez obniżenie temperatury wody zasilającej na wlocie, z równania bilansu:

Równanie bilansu

Przy założeniach i wartościach dla:

ilości pary świeżej

ciśnienia roboczego

współczynnika $R_{ECO} = r_{(PB)}$ dla

temperatury wody zasilającej na wlocie do podgrzewacza wody
(jako standardowa temperatura projektowa)

gęstości spalin

ciepła właściwego wody zasilającej

strumienia odsolin

temperatury spalin na wylocie dla

(jako temperatura projektowa = $r_{(PB)}$)

i 100% obciążenia kotła

dopuszczalnego obniżenia temperatury spalin przy spalaniu

oleju HEL

gazu ziemnego (E)

$$\dot{m}_{FD} = 12000 \text{ kg/h}$$

$$p_B = 12 \text{ bar}$$

$$R_{ECO/200} = 1,044;$$

$$R_{ECO/100} = 1,067$$

$$T_{spw/ECO-Standard} = 102^\circ\text{C}$$

$$\rho_{ABG} = 1,345 \text{ kg/Nm}^3$$

$$c_p = 0,001163 \text{ kWh/kgK}$$

$$A = 5\%$$

$$T_{ABG/ECO-200} \approx 132^\circ\text{C};$$

$$T_{ABG/ECO-100} \approx 177^\circ\text{C}$$

$$T_{ABG/ECO-reduziert} = 125^\circ\text{C}$$

$$T_{ABG/ECO-reduziert} = 115^\circ\text{C}$$

$$\Delta \dot{Q}_{ECO} = \frac{(T_{ABG/ECO-Standard} - T_{ABG/ECO-reduziert}) - 8}{2500} \times \frac{\dot{m}_{FD} \times R}{\rho_{ABG}}$$

$$\Delta \dot{Q}_{ECO} = \dot{m}_{FD} \times \frac{(1 + A)}{100} \times c_p \times (T_{spw/ECO-Standard} - T_{spw/A-K}) \quad [\text{kW}]$$

■ gdzie: $\Delta T_{ABG} = T_{ABG/ECO-Standard} - T_{ABG/ECO-reduziert} \text{ } [^\circ\text{C}]$,

■ oraz: $\dot{m}_{spw} = \dot{m}_{FD} \times (1 + A/100) \text{ [kg/h]}$

■ i z równania dla obniżonej temperatury wody zasilającej:

$$T_{spw/A-K} = T_{spw/ECO-Standard} - \frac{(T_{ABG/ECO-Standard} - T_{ABG/ECO-reduziert}) - 8}{2500} \times \frac{R_{ECO}}{\rho_{ABG}} \times \frac{\dot{m}_{FD}}{(1 + A/100) \times c_p}$$

$$\Delta \dot{Q}_{ECO} = \frac{\Delta T_{ABG} - 8}{2500} \times \frac{\dot{m}_{FD} \times R}{\rho_{ABG}} = \dot{m}_{spw} \times c_p \times (T_{spw/ECO-Standard} - T_{spw/A-K}) \quad [\text{kW}]$$

uzyskuje się wyniki, zebrane dalej w postaci tabelarycznej (patrz Rys. D.7.4.1-1).

D.7 Aparaty termiczne

Rys. D.7.4.1-1 Tabela wyników

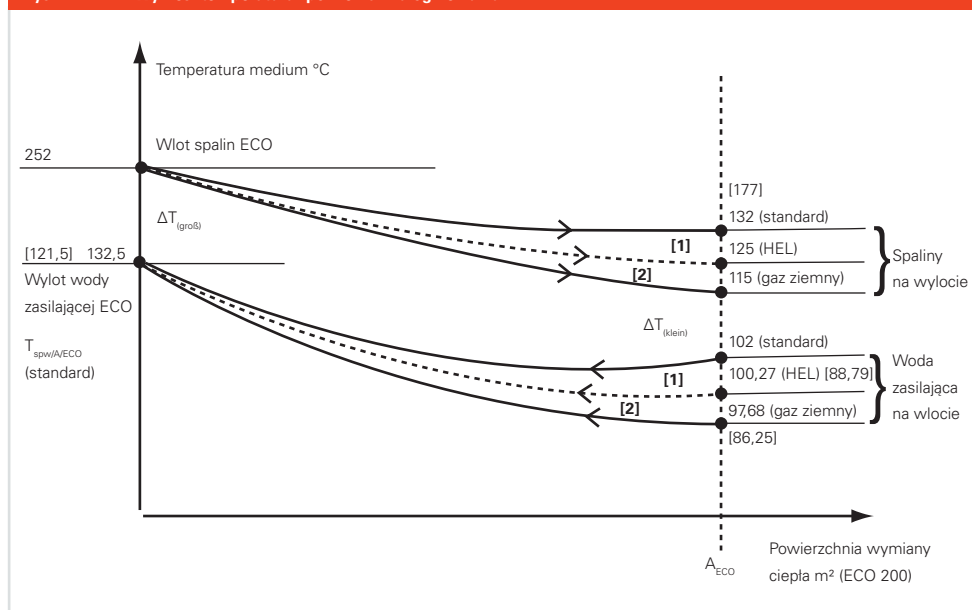
Tabela wartości	Typ ECO-200			Typ ECO-100		
$T_{ABG/ECO-Standard}$ (°C)	132	132	132	177	177	177
$T_{ABG/ECO-reduziert}$ (°C)	HEL	gaz ziemny (E)		HEL	gaz ziemny (E)	
	125	115	100	125	115	100
$T_{spw/ECO}$ (dobór ECO) (°C)	102	102	102	102	102	102
dopuszczalna $T_{spw/A-K}$ (°C)	100,22	97,68	93,87	88,79	86,25	82,44
Różnica temp ^{a)} ($T_{ABG/ECO-reduziert} - T_{spw/A-K}$) (K)	24,78	17,32	6,131 ^{a)}	36,21	28,75	17,56
$\Delta \dot{Q}_{ECO}$ (kW)	26,08	63,30	119,14	193,57	230,79	286,63
$T_{spw/A-ECO}$ (przy doborze standardowym) (°C)	132,2	132,5	132,5	121,5	121,5	121,5

Na poniższym wykresie temperatura / powierzchnia ogrzewalna przedstawiono przykładowo wyniki z tabeli dla ECO-200':

Wskazówka

Liczby w nawiasach [] obowiązują dodatkowo dla Eco 100.

Rys. D.7.4.1-2 Wykres- temperatura / powierzchnia ogrzewalna



- $\Delta T_{(gro\beta)}$ Różnica temperatur między wlotem spalin a wylotem wody
- $\Delta T_{(klein)}$ Różnica temperatur między wylotem spalin a wylotem wody
- 1) $\Delta \dot{Q}_{ECO}$ spalanie oleju HEL
- 2) $\Delta \dot{Q}_{ECO}$ spalanie gazu ziemnego (E)

a) Różnice temperatur nie powinny być ≤ 10 K (ze względu na optymalny dobór powierzchni wymiany ciepła podgrzewacza wody)

1. przykład obliczeń

Oszczędność kosztów –
potencjalne oszczędności (k_B):

Dla wartości:

ceny gazu ziemnego (E) ^{a)} $k_B(E)$ $\approx 0,414 \text{ €/Nm}^3$

ceny oleju opałowego
(HEL) ^{a)} $k_B(HEL)$ $\approx 0,65 \text{ €/kg}$

rocznego czasu ruchu pod
pełnym obciążeniem b $\approx 6000 \text{ h/Jahr}$;

otrzymamy z równania:

$$K_B = \frac{\Delta \dot{Q}_{ECO} \times k_B \times b}{H_i \times \eta_{K(M)}}$$

oczekiwane minimalne oszczędności roczne
dla spalania oleju opałowego HEL:

$$K_{B(EL)} = \frac{26,08 \times 0,65 \times 6000}{11,9 \times 0,9475} \approx 9.021 \text{ €/a}$$

wzgl. spalania gazu ziemnego:

$$K_{B(E)} = \frac{63,30 \times 0,414 \times 6000}{10,35 \times 0,9475} \approx 16.034 \text{ €/a}$$

Dobór chłodnicy wody zasilającej

Z równań bilansu otrzymuje się wymaganą
moc chłodzącą – $\dot{Q}_{spw/K}$ w (kW) oraz wynikową
temperaturę wylotową wody uzupełniającej
 $T_{zu/spw/A-K}$ z równań:

$$\dot{Q}_{spw/K} = \dot{m}_{zu/spw} \times c_p \times (T_{zu/spw/A-K} - T_{zu/spw/E-K}) =$$

$$\dot{m}_{spw} \times c_p \times (T_{s/E} - T_{spw/A-K}) \text{ w [kW]}$$

gdzie:

$$\dot{m}_{spw} = \dot{m}_{FD} \times \frac{(1 + A)}{100} \text{ w kg/h}$$

a

$$\dot{m}_{zu/spw} = \dot{m}_{FD} \times \frac{(1 + A)}{100} - \dot{m}_{KON} \text{ w kg/h}$$

wymagana moc chłodnicy w [kW] wyniesie
więc:

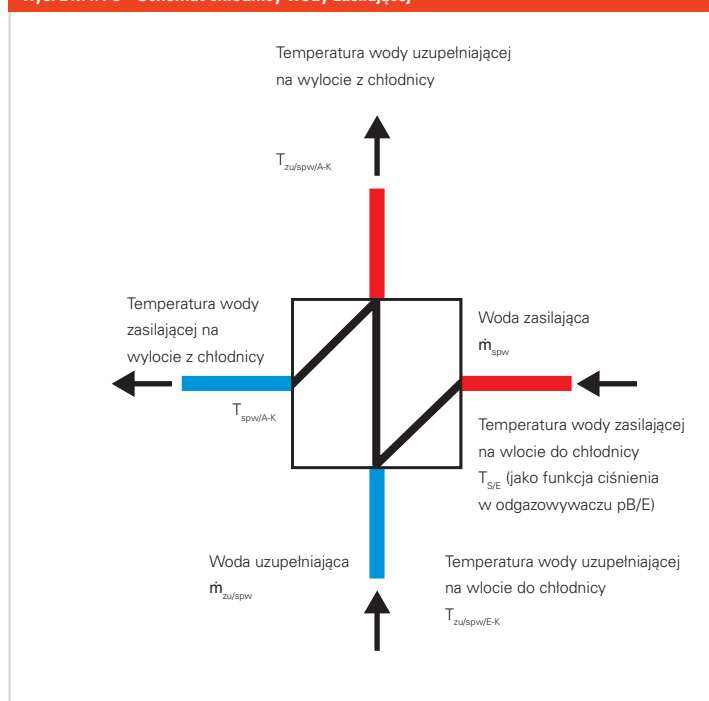
$$\dot{Q}_{spw/K} = \dot{m}_{FD} \times (1 + A/100) \times c_p \times (T_{s/E} - T_{spw/A-K})$$

in [kW]

a oczekiwana temperatura wody uzupełniającej
na wylocie z chłodnicy:

$$T_{zu/spw/A-K} = \frac{\dot{Q}_{spw/K}}{[\dot{m}_{FD} \times (1 + A/100) - \dot{m}_{KON}] \times c_p} + T_{zu/spw/E-K}$$

Rys. D.7.4.1-3 Schemat chłodnicy wody zasilającej



a) Należy tu wstawić aktualnie
obowiązujące ceny

D.7 Aparaty termiczne

1. przykład obliczeń

Na podstawie danych z tabeli wartości oraz dodatkowych założeń dla:

$$T_{S/E} = f(p_{B/E} = 0,2 \text{ bar}) = 105^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Ilości kondensatu} - \dot{m}_{\text{KON}} \approx 0,5 \times \dot{m}_{\text{FD}} = 6000 \text{ kg/h}$$

$$\text{temperatury wody uzupełniającej na wlocie do chłodnicy} - T_{\text{zu/spw/E-K}} = 15^{\circ}\text{C}$$

wylicza się wymaganą moc chłodnicy:

dla spalania oleju:

$$\dot{Q}_{\text{spw/K}} = 12000 \times (1 + 5/100) \times 0,001163 \times (105 - 100,22) = 70,04 \text{ kW}$$

wzgl. gazu ziemnego:

$$\dot{Q}_{\text{spw/K}} = 12000 \times (1 + 5/100) \times 0,001163 \times (105 - 97,68) = 108,51 \text{ kW}$$

oraz odpowiednio oczekiwane temperatury wody uzupełniającej na wylocie z chłodnicy, przy spalaniu oleju HEL:

$$T_{\text{zu/spw/A-K}} = \frac{70,04}{[(1200 \times (1 + 5/100) - 6000)] \times 0,001163} + 15 = 24,10^{\circ}\text{C}$$

wzgl. gazu ziemnego (E):

$$T_{\text{zu/spw/A-K}} = \frac{108,51}{(1200 \times [1 + 5/100] - 6000) \times 0,001163} + 15 = 29,13^{\circ}\text{C}$$

Okresy zwrotu kosztów

Przyjmowane do obliczeń łączne koszty oczekiwane (K_{ges}) chłodnicy wody zasilającej, łącznie z orurowaniem i armaturą, plus oczekiwane koszty koniecznego powiększenia powierzchni wymiany ciepła podgrzewacza wody, odpowiednio do obliczonej „dodatkowej mocy” podgrzewacza wody – $\Delta\dot{Q}_{\text{ECO}}$, z zasady winny pochodzić z odpowiedniej oferty producenta. W zgrubnym oszacowaniu kosztów pomocna być może cytowana już funkcja kosztów podgrzewacza wody

$$\Delta K_{\text{ECO}}^{\text{a)}} \approx 11500 + 23,94 \times \Delta\dot{Q}_{\text{ECO}} \text{ (€)}$$

a dla chłodnicy wody zasilającej:

$$K_{\text{Kühler}} \approx 1758 + 2,86 \times \dot{Q}_{\text{spw/K}} \text{ (€)}$$

(zakres wartości $\dot{Q}_{\text{spw/K}} \geq 50$ do $\leq 900 \text{ kW}$)

2. przykład obliczeń

$$K_{\text{ges}} = \Delta K_{\text{ECO}} + K_{\text{Kühler}} \text{ (€)} \\ = 23,94 \times \Delta\dot{Q}_{\text{ECO}} + 2,86 \times \dot{Q}_{\text{spw/K}} + 13258 \text{ €}$$

oraz:

$$A = K_{\text{ges}} / K_B \text{ [a]}$$

dla spalania oleju:

$$K_{\text{ges}} = 23,94 \times 26,08 + 2,86 \times 70,04 + 13258 \approx 14083, - \text{ €}$$

$$A = 14083/9021 \approx 1,56 \text{ roku}$$

dla spalania gazu:

$$K_{\text{ges}} = 23,94 \times 63,30 + 2,86 \times 108,51 + 13258 \approx 15084, - \text{ €}$$

$$A = 15084/16034 \approx 0,94 \text{ roku}$$

Wskazówka

ad ^{a)}

Przyjęte założenie zwiększenia kosztów może być odwołane w przypadku zapewnienia przez producenta podwyższonej średniej logarytmicznej różnicy temperatur $\Delta T_m = (\Delta T_{\text{gr}} - \Delta T_{\text{kl}}) / (\ln \Delta T_{\text{gr}} / \Delta T_{\text{kl}})$ in [K] dla niezmiennionej jednak powierzchni wymiany ciepła podgrzewacza wody.

Temperatury wody zasilającej na wlocie i wylocie podgrzewacza wody będą się musiały zmienić zgodnie z warunkiem, w stosunku do danych z tabeli wartości. Temperatury wody zasilającej na wlocie do podgrzewacza wody nie powinny przy tym obniżyć się poniżej 85°C. Temperatura wody zasilającej na wylocie ulegnie wtedy też odpowiedniemu obniżeniu.

Dokładne wyznaczenie możliwe będzie jednak tylko w ramach obliczeń termodynamicznych i konstrukcyjnych podgrzewacza wody, po skierowaniu zapytania na adres e-mail: vitomaxpl@viessmann.com lub do właściwego doradcy technicznego.

Wnioski i zalecenia

- Najkorzystniejsze zastosowania chłodnicy wody zasilającej uzyskuje się przy wybranym typie podgrzewacza wody ECO-200 i spalaniu w kotle gazu ziemnego (E).
- Zbilansowane termodynamicznie temperatury wody zasilającej na wylocie chłodnicy w zakresie 83 do 89°C w przypadku ECO 100 względnie 94 do 100°C w przypadku ECO 200 (patrz tabela wartości Rys. D.7.4.1-1), należy przy spalaniu oleju, celem uniknięcia obniżenia temperatury spalin poniżej temperatury punktu rosy, wybrać o ok. 10 K wyższe. „Standardowa” temperatura wody zasilającej na wylocie podgrzewacza wody typu 100 będzie też odpowiednio do tego wyższa.
- Koncepcje instalacji, np. z podgrzewaczami wody typów 200/100 winny umożliwiać maksymalny odzysk ciepła ze spalin.

Dlatego dodatkowe stosowanie chłodnic wody zasilającej przy możliwym do zaakceptowania nakładzie i okresie amortyzacji $\leq 1,0$ roku należy traktować tylko jako dodatkowy wariant optymalizacji.

Należy sprawdzić, czy jakichkolwiek środki ograniczające (regulator temperatury z ogranicznikiem, jako funkcją kontrolną) są wymagane dla wody zmiękczonej opuszczającej chłodnicę.

D.7 Aparaty termiczne

Rys. D.75.1-1 Stanowisko analizy jakości próbek wody zasilającej i kotłowej



D.75 Chłodnica próbek

D.75.1 Wskazówki montażu i pobierania próbek

Przepisy techniczne (TRD 611 punkt 5) oraz norma EN 12953 część 10 wymagają stałego nadzorowania jakości wody zasilającej i kotłowej.

Opisane tu pobieranie próbek odbywa się okresowo, a próbki badane są następnie laboratoryjnie (na miejscu, w kotłowni i/lub na zewnątrz, w przypisanym do kotłowni laboratorium zakładowym). przed pobraniem próbki konieczne jest jednak schłodzenie wody do temperatury $\leq 30^{\circ}\text{C}$.

Chłodnicę próbek firmy Viessmann można przy odpowiednim wykonaniu orurowania stosować zarówno do chłodzenia próbek wody kotłowej, jak i wody zasilającej. Potrzebną w tym celu wodę chłodzącą pobiera się z zakładowej sieci wodociągowej, zgodnie odpowiednimi zasadami technicznymi (patrz propozycja instalacji w instrukcji montażu).

WK	woda kotłowa (ewentualnie pobierana z przewodu wydmuchowego – wodowskazu refleksyjnego kotła)
Wspw	woda zasilająca (pobierana ze zbiornika wody zasilającej i/lub przewodu wody zasilającej)
WTW	sieć wodociągowa inwestora (woda chłodząca) (R 1/8 do R 1/2" = PN6)
WAW	odpływ ścieków, odprowadzenie do kanalizacji inwestora (R 3/4 do R 1")

- 1 chłodnica próbek, z:
 - 1.1 wyprowadzeniem ścieków
 - 1.2 wskaźnikiem temperatury
(do zaprojektowania, dostawa inwestora, jako zalecenie),
- 2 zawór odcinający
- 3 zawór zwrotny
- 4 zawór odcinający (z przyłączem ścieków)

Wartości otrzymane z analizy należy wpisać do książki ruchu kotła. Kontrolę wody przeprowadza się okresowo, co najmniej 1 x na 8 godzin ruchu.

Przy prowadzeniu ruchu kotła wg TRD 604 ark. 1 (ruch bez stałego nadzoru-BosB-, tu zwłaszcza 72-BosB) zaleca się jednak ciągle kontrolowanie wody (patrz punkt D.4.5 – Analityka wody).

Chłodnicę próbek należy zainstalować możliwie blisko miejsca pobierania próbek wody. Odpowiednimi naczyniami do pobierania próbek jest kolba Erlenmeyera (np. przy badaniach laboratoryjnych na miejscu) i/lub butelki szklane z korkiem szklanym o pojemności ok. 1 litra.

- wartość pH-
- twardość
- wartość p- (dla oznaczenia wolnej alkaliczności)
- wartość m (dla oznaczenia całkowitej alkaliczności)
- fosforany, oraz
- siarczyny

Wymagania dla wody kotłowej i zasilającej:
patrz Załącznik A.3.

[illegible]



Rurociągi

W ramach podręcznika podano poniżej wskazówki projektowania wybranych głównych instalacji rurociągów (patrz punkt C.9)

Projektowanie wymaga ścisłej współpracy z wykonawcą instalacji rurociągów, właściwym organem dopuszczeniowym i końcowym użytkownikiem. Szereg z podanych tu wskazówek i obliczeń można zastosować analogicznie także do niewymienionych tu rurociągów do transportu czynników ciekłych i gazowych. Rozpatrywane instalacje rurociągów ograniczają się do pomieszczenia kotłowni i maks. 1 m wokół kotłowni.

Wskazówka

Należy uwzględnić odnośne przepisy i normy krajowe.

D.8.1 Instalacje rurociągów

D.8.1.1 Średnice nominalne – DN

Średnica nominalna (skrót: DN) jest wielkością wskaźnikową, stosowaną w instalacjach rurociągów jako cecha identyfikacyjna wzajemnie pasujących części.

Średnice nominalne podane w poniższej tabeli są wartościami umownymi, nie posiadają wymiarów, przyjętymi do oznaczania elementów ciśnieniowych rurociągów. Średnice nominalne pokrywają się w zasadzie ze średnicami wewnętrznymi elementów rurociągowych. Mogą istnieć różnice wynikające z grubości ścianek.

Wyciąg z normy DIN EN 1092-1 z szeregiem średnic nominalnych (DN)

Wskazówka

Wymiary i ciężary bezszwowych i zgrzewanych rur stalowych określone są w normie DIN EN 10220 dla szeregów rur 1 do 3. Zasadniczo poleca się stosowanie wymiarów rur szeregu 1, gdyż do rur szeregu 1 dostępny jest pełny osprzęt (kształtki, kolnierze itd.), potrzebny do wykonania rurociągu. Dla rur szeregu 2 znormalizowany osprzęt nie jest produkowany w całym asortymencie, a dla rur szeregu 3 osprzęt znormalizowany praktycznie nie istnieje.

Rys. D.8.1.1-1 Średnice nominalne (DN)

DN 10 (17,2)	DN 40 (48,3)	DN 125 (139,7)	DN 350 (355,6)	DN 700 (711)	DN 1400 (1420)
DN 15 (21,3)	DN 50 (60,3)	DN 150 (168,3)	DN 400 (406,4)	DN 800 (813)	DN 1600 (1620)
DN 20 (26,9)	DN 65 (76,1)	DN 200 (219,1)	DN 450 (457)	DN 900 (914)	DN 1800 (1820)
DN 25 (33,7)	DN 80 (88,9)	DN 250 (273)	DN 500 (508)	DN 1000 (1016)	DN 2000 (2020)
DN 32 (42,4)	DN 100 (114,3)	DN 300 (323,9)	DN 600 (610)	DN 1200 (1220)	---

Uwaga: Wartości w nawiasach – średnica połączeniowa rury zewnętrznej (mm)

D.8.1.2 Ciśnienie nominalne – PN

Ciśnienie nominalne rurociągów i ich elementów (rury, kołnierze, kształtki, armatura) jest przyjmowane do oznaczania elementów ciśnieniowych rurociągów. Umowne wartości ciśnień nominalnych tworzą znormalizowane szeregi, podane w poniższej tabeli.

Wyciąg z normy DIN EN 1092-1 z wartościami ciśnień nominalnych (PN)

Rys. D.8.1.2-1 Ciśnienie nominalne (PN)		
PN 2,5	PN 25	PN 160
PN 6	PN 40	PN 250
PN 10	PN 63	PN 320
PN 16	PN 100	PN 400

Ciśnienie nominalne (PN) = maksymalnie dopuszczalne nadciśnienie robocze (w bar) w temperaturze odniesienia $T = 20^{\circ}\text{C}$.

Wskazówki

Wybrane ciśnienie nominalne musi, zgodnie z normą DIN EN 1092-1, spełniać zawsze warunek:

$$PN \geq P_D \times (R_{P0.2(20^{\circ}\text{C})} / R_{P0.2(T_{\text{Betr.}})}) \text{ gdzie:}$$

P_D ciśnienie projektowe (nadciśnienie obliczeniowe = dopuszczalne ciśnienie robocze) elementu konstrukcyjnego (rury, kołnierza, itp.) w [bar]

$R^{a)P0.2}$ naprężenia dopuszczalne w temperaturze pokojowej ($R_{P0.2(20^{\circ})}$) oraz temperaturze obliczeniowej wzgl. roboczej ($R_{P0.2(T_{\text{Betr.}})}$).

Wyliczone dla temperatury roboczej ($T_{\text{Betr.}}$) maksymalnie dopuszczalne ciśnienie (p_D) nie może przekroczyć maksymalnie dopuszczalnego ciśnienia, przypisanego do ciśnienia PN.

Dla temperatur obliczeniowych wzgl. roboczych ($T_{\text{Betr.}}$) w zakresie -10°C do 120°C można dla stopów żelaza uprościć w/w warunek do postaci $\approx P_D$.

^{a)} naprężenia dopuszczalne można przyjąć z norm k DIN EN 10216-2/10217-2 dla rur i z DIN EN 1092-1 dla odlewów, odkuwek i wyrobów gorączkowalowanych.

D.8.1.3 Ciśnienie próbne (Pp) w odniesieniu do dyrektywy PED

Rurociągi, armatura i zespoły (zwane dalej urządzeniami ciśnieniowymi) muszą być poddane ciśnieniom próbnym wg dyrektywy „urządzenia ciśnieniowe” (PED) nr 97/23/EG. Jeśli ciśnienia próbne, wymagane dyrektywą PED są wyższe od ciśnień próbnym, dopuszczalnych dla danej armatury, to należy przyjąć armaturę z następnego wyższego ciśnienia (patrz punkt D.8.1.2). Urządzenia ciśnieniowe muszą być poddawane badaniu końcowemu. Odbiór urządzeń ciśnieniowych musi obejmować „badanie wytrzymałości na ciśnienie” w formie hydraulicznej próby ciśnieniowej przy minimalnym ciśnieniu próbnym $P_p \approx 1,43 \times P_D$.

Wskazówki

Jeśli hydrauliczna próba ciśnieniowa może wyrzucić negatywne skutki lub jest niemożliwa do przeprowadzenia, to należy uzgodnić z klientem i właściwą miejscową jednostką Dozoru Technicznego, inne, alternatywne badania nieniszczące, odpowiednio do danej kategorii I, II i III.

Systemy rurociągów zalicza się do poszczególnych kategorii w zależności od wartości iloczynu ($PD \times DN$) wg wykresów 6 i 7 (Załącznik II) dyrektywy PED, przy czym gaz ziemny E zalicza się do grupy mediów 1, a pozostałe media do grupy 2.

Cyfry rzymskie oznaczeń kategorii powiązane są z wybieranymi kategoriami modułów, jak:

Kategoria I moduł A
Kategorie II moduły A1, D1 i/lub E1
Kategorie III moduły B1+D, B1+F, B+E,
 B+C1 i/lub H

Wyboru i przypisanie modułów winni dokonać wspólnie wykonawca instalacji, klient i jednostka notyfikowana. Wyjątek stanowią rurociągi (urządzenia ciśnieniowe, zaszerogowane poniżej kategorii I. Takie urządzenia ciśnieniowe powinny jedynie doбором i wykonaniem odpowiadać „dobrej praktyce inżynierskiej.

Ustalenia odnośnie:

terminów badań, badań okresowych Instalacji rurociągów powinni dokonać wspólnie wykonawca instalacji, klient i jednostka notyfikowana przy odbiorze całej instalacji, w oparciu o rozporządzenie o bezpieczeństwie eksploatacji (BetrSichV).

Instalacje rurociągów i dokumentacja instalacji winny być wykonane tak, by bez problemu można było spełnić maksymalne terminy badań (5 lat).

Rys. D.8.1.1-1 Kategorie modułów

Moduły A,A1	Wewnętrzna kontrola produkcji dla modułu A, uzupełniona nadzorem jednostki notyfikowanej dla modułu A1
Moduł B	Badanie typu WE przez jednostkę notyfikowaną, ze sprawdzeniem kwalifikacji personelu spawalniczego i badań nieniszczących
Moduł B1	podobnie do modułu B, lecz bez badania modułu typu
Moduł C1	Zgodność z typem; jednostka notyfikowana nadzoruje wyrywkowo produkcję i badania u producenta
Moduł F	Badanie indywidualne przez jednostkę notyfikowaną jako podstawa do wystawienia świadectwa zgodności
Moduły D,E,H	Obok klasycznych badań produktu w celu oceny zgodności, dodatkowe wprowadzenie systemów zapewnienia jakości i ich certyfikacja przez jednostkę notyfikowaną.

D.8 Rurociągi

D.8.1.4 Temperatury robocze (Td) i ciśnienia robocze (PD)

W zależności od medium należy dla zespołu rurociągów pracujących „na gorąco” przyjmować wzgl. oczekiwać następujących wartości temperatur:

Rys. D.8.1.4-1 Temperatury robocze rurociągów

PN ⁶	PD (bar)	Para ¹ (°C)	Odmuliny ² (°C)	Odmuliny ³ (°C)	Opary ⁴ (°C)	Kondensat ⁵ (zamkn.) (°C)	Kondensat (otwarty) (°C)	Woda zasilająca (°C)
16	0,5	111	111	110	110	111	95	110
16	1,0	120	120			120		
16	2,0	134	134			134		
16	3,0	148	148			148		
16	4,0	152	152			152		
16	5,0	159	159			159		
16	6,0	165	165			—		
16	8,0	175	175			—		
16	10,0	184	184			—		
25	13,0	195	195			—		
25	16,0	204	204			—		
25	18,0	210	210			—		
40	20,0	215	215			—		
40	22,0	220	220			—		
40	25,0	226	226			—		

Legenda

- wymagany naddatek (ΔT_u) przy przegrzaniu o $\Delta t_u \approx 50$ K (jako standard)
- Temperatury przed rozprężeniem
- Temperatury po rozprężeniu do $p_D \sim 0,5$ bar
- Rozprężone do ciśnienia atmosferycznego
- Założono $p_{D,max} \sim 5,0$ bar
- Wskaźniki ciśnienia nominalnego w oparciu o kocioł parowy zastosowany w początkowej analizie. Zalecana jest jednak dodatkowo kontrola wg punktu D.8.1.2.

D.8.1.5 Oznaczanie rurociągów

Rurociągi oznacza się w zależności od przepływającego medium wg normy DIN 2403. Dotyczy to rur i ich połączeń, armatury, kształtek, łącznie z izolacją cieplną. Media są podzielone, w zależności od ich ogólnych właściwości, na 10 grup, dla których ustalono kolory (wg wzornika RAL), jak w poniższej tabeli. Celem specjalnego zaznaczenia palności medium końce tabliczek dla mediów grupy 4 i 8 oznaczane są dodatkowo kolorem czerwonym (RAL 3000).

D.8.1.6 Schematy technologiczne, symbole graficzne rurociągów i osprzętu oraz system oznaczania

Schemat technologiczny (schemat instalacji, schemat strumieni ciepła, schemat obiegów, plan rurociągów) przedstawia się osobom zainteresowanym, jak np. klientowi, wykonawcy, urzędowi, dozorowi technicznemu, itp. osobom zainteresowanym, jak np. klientowi, wykonawcy, urzędowi, dozorowi technicznemu, itp., w sposób uproszczony, przy pomocy symboli i znaków.

Strukturę i sposób przedstawienia można swobodnie dopasowywać do przeznaczenia (tu kotłowni parowej). Podstawą schematu są odpowiednie symbole graficzne i znaki wg norm DIN 2481, 2429, 19227 i DIN 28004 (patrz również sposób przedstawienia w załączniku [A1]). Do przedstawionych na schemacie technologicznym elementów instalacji (kocioł parowy z urządzeniami pomocniczymi, rurociągami, elementami zabudowanymi i wbudowanymi, łącznie z przedstawionymi elementami układu AKPiR należy zastosować spójny system oznaczeń.

Taki jednolity system oznaczeń pozwala wszystkim wymienionym wyżej osobom, korzystającym ze schematu, jednoznacznie i zgodnie identyfikować każdy element kotłowni parowej.

Rys. D.8.1.5-1 Oznaczanie rurociągów

Medium	Grupa	Kolor	Nr RAL
Woda	1	zielony	RAL 6018
Para wodna	2	czerwony	RAL 3000
Powietrze	3	szary	RAL 7001
Gazy palne	4	żółty lub żółty z dodatkowym kolorem czerwonym	RAL 1021 RAL 3000
Gazy niepalne	5	żółty z dodatkowym kolorem czarnym lub czarny	RAL 1021 RAL 9005
Kwasy	6	pomarańczowy	RAL 2003
Zasady	7	fioletowy	RAL 4001
Ciecze palne	8	brązowy, lub brązowy z dodatkowym kolorem czerwonym	RAL 8001 RAL 3000
Ciecze niepalne	9	brązowy z dodatkowym kolorem czarnym lub czarny	RAL 8001 RAL 9005
Tlen	0	niebieski	RAL 5015

D.8 Rurociągi

Wskazówka

Określenie i przypisanie kategorii w zależności od stosowanego medium (grupa 1 i/lub grupa 2) patrz poniższe wykresy, zaczerpnięto z dyrektywy PED 97/23/WE.

D.8.2 Specyfikacje materiałów, prace spawalnicze

W ramach podręcznika podano wskazówki projektowe dla wybranych głównych rurociągów (patrz punkt C.9).

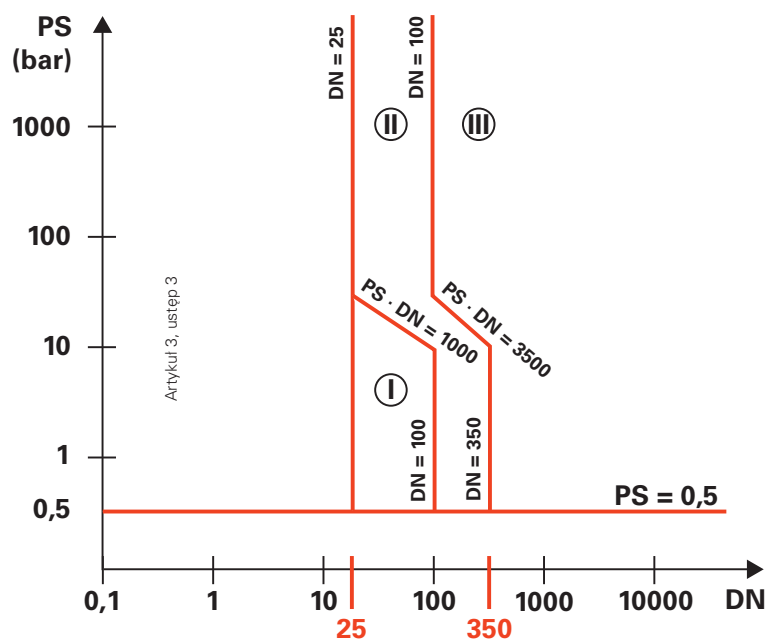
Zasadniczo należy tu uwzględnić przepisy techniczne TRD 100 – Materiały, instrukcje robocze AD 2000 (W4 – Rury ze stali węglowych i stopowych, W9 – Śruby i nakrętki ze stali ferrytycznych, W9 – Kołnierze stalowe) oraz materiałowe – DIN EN 13480 i TRD 201 – Spawanie części stalowych.

Zgodnie z dyrektywą PED 97/23/WE należy w projekcie przewidzieć udokumentowanie zastosowania prawidłowych materiałów.

Dla elementów ciśnieniowych kategorii I (patrz punkt D 8.1.3) wymaga się przedłożenia atestu fabrycznego wg DIN EN 10204, typ 2.2 (potwierdzenie poświadczenia producenta, a dla części ciśnieniowych kategorii II i III świadectwa badań odbiorczych typu 3.1 i/lub typu 3.2, zależnie od wybranych wzgl. wymaganych specyficznych badań produktu.

Określenie kategorii mediów grupy 1
(gaz ziemny – E)

Rys. D.8.2-1 Rurociąg wg dyrektywy PED 97/23/WE

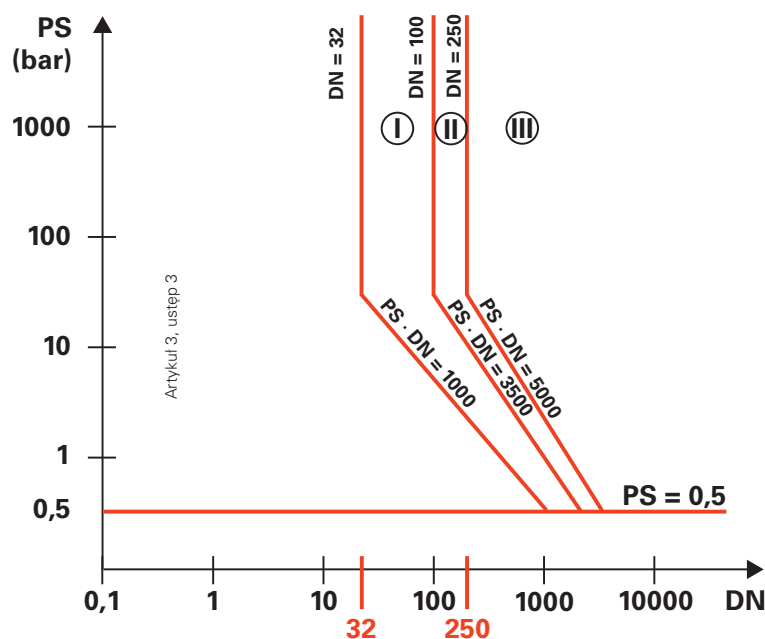


Rurociągi wg artykułu 3 punkt 1.3
litera a) pierwszy myślnik:

...”jako wyjątek od powyższego,
rurociągi, przeznaczone do niestabil-
nych gazów i wg wykresu 6 należą-
ce do kategorii I i II należy zaliczyć
do kategorii III...”

Określenie kategorii mediów grupy 2
(para, kondensat, woda, olej opałowy, itd.)

Rys. D.8.2-2 Rurociąg wg dyrektywy PED 97/23/WE



Rurociągi wg artykułu 3 punkt 1.3
litera a) drugi myślnik:

...”jako wyjątek od powyższego, ru-
rociągi, zawierające media o tempe-
raturze ponad 350°C i wg wykresu
7 należące do kategorii I i II należy
zaliczyć do kategorii III...”

D.8 Rurociągi

W nawiązaniu do wymienionych na wstępie norm zaleca się stosowanie:

D.8.2.1 Materiały na systemy rurociągów, wymienione w punkcie D.8.5

Rys. D.8.2.1-1 Rury

Stale ferrytyczne:

Material	Nr materiału.	Temperatura (°C)	Normy
P235TR1 P235TR2	1.0255 ¹	≤ 50	DIN-EN 10216-1 DIN-EN 10217-1
P265TR2 P265TR1	1.0259 ¹	≤ 50	wzgl. DIN-EN 10224
P235GH	1.0345 ⁴	≤ 450	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2
P265GH	1.0425 ⁶	≤ 450	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2
16Mo3	1.5415	≤ 500	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2
13CrMo4/5	1.7335	≤ 500	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2
10CrMo9/10	1.7380	≤ 500	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2
14MoV6/3	1.7715	≤ 550	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2
X10CrMoVNb9/1	1.4903	≤ 600	DIN-EN 10217-2 ^{3,7} DIN-EN 10216-2

Stale austenityczne⁶:

X6CrNiMoTi17-12-2	1.4571 ²	≤ 550	DIN-EN 10217-7 DIN-EN 10216-5
X6CrNiTi18-10	1.4541 ²	≤ 550	DIN-EN 10217-7 DIN-EN 10216-5

Wskazówki

1. wskazówka

Przy stosowaniu spawanych rur stalowych wg DIN EN 10217 zaleca się przyjmować do obliczeń wytrzymałościowych współczynnik wytrzymałości spoiny 0,85.

2. wskazówka

Odnosnie wystawiania świadectw badań odbiorczych należy w projekcie uwzględnić dodatkowo, jak wspomniano na wstępie (DIN EN 10204):

- dla stali ferrytycznych: instrukcje AD 2000 – W4 i TRD 102 oraz
- dla stali austenitycznych: instrukcje AD 2000 – W2 i TRD 102

Uwagi

- 1 Rury ciśnieniowe (bez szwu i/lub spawane) wzgl. rury i kształtki ze stali, przeznaczone głównie do systemów rurociągowych, opisanych w punkcie D.8.5.4-C) (rurociągi wody pitnej) i ocynkowane
- 2 Rura ze stali szlachetnej (stare oznaczenie „V4-A”), przeznaczone głównie do systemów rurociągów, opisanych w punkcie D.8.5.4-E) (rurociągi wody zmiękczonej), bez szwu i/lub spawane
- 3 Głównie na systemy odprowadzania spalin, wg DIN EN 10217-2 (jako spawane rury stalowe)
- 4 Główne zastosowanie także na rurociągi oleju opałowego (HEL), (stare oznaczenie „St 37”)
- 5 Główne zastosowanie także na rurociągi gazu ziemnego (E) (stare oznaczenie „St 35.0”)
- 6 Rury ze stali austenitycznej stosuje się wg DIN EN 10216-5 (rury bez szwu) i/lub DIN-EN 10217-7 (rury spawane).
- 7 Dla systemów rurociągowych ulegających nagrzewaniu (> 100°C) należy preferować rury stalowe bez szwu wg DIN EN 10216-2.

D.8.2.2 Materiały na blachy

Tylko o ile jest to potrzebne dla materiałów ferrytycznych według DIN EN 10028-2, jak na przykład:

Rys. D.8.2.2-1 Materiały		
Material	Nr materiału	Temperatura (°C)
S235JR	1.0037	≤ 100
S235JRG2	1.0038	≤ 300
P235GH	1.0345	≤ 400
P265GH	1.0425	≤ 450
16Mo3	1.5415	≤ 500
13CrMo4/5	1.7335	≤ 530

Z certyfikatem odbioru wg DIN EN 10204 i instrukcji AD 2000 W1 oraz TRD 101, ze wskazaniem na ew. konieczne materiały austenityczne wg DIN EN 10028-7, jak na przykład gdy przy istnieją wymagania dla technologii kondensacyjnych oraz certyfikat odbioru według wg DIN EN 10204 z instrukcją AD 2000 W2, jak również TRD101.

Rys. D.8.2.2-2 Materiały		
Materiały	Temperatura (°C)	Temperatura (°C)
X6CrNiMoTi 17-12-2	1.4571	≤ 550
X6CrNiTi18-10	1.4541	≤ 550

D.8.2.3 Materiały na kołnierze

W nawiązaniu i z uwzględnieniem normy DIN EN 1092-1 – Kołnierze i ich połączenia (kołnierze stalowe) oraz DIN EN 10222-2 – Odlewki stalowe, oraz DIN EN 10025 – Techniczne warunki dostaw, zaleca się:

Rys. D.8.2.3-1 Materiały			
Zakres temperatur (°C)	PN16	PN25 do PN40	≥ PN63
≤ 120	S235JRG2 (1.0038) P250GH (1.0460)	S235JRG2 (1.0038) P250GH (1.0460)	P250GH (1.0460) 16Mo3 (1.5415)
> 120 do ≤ 400	P250GH (1.0460)	P250GH (1.0460)	P250GH (1.0460) 16Mo3 (1.5415)
> 400 do ≤ 500		16Mo3 (1.5415) 13CrMo4-5 (1.7335)	16Mo3 (1.5415) 13CrMo4-5 (1.7335) 10CrMo9-10 (1.7380)
> 500 do ≤ 550			10CrMo9-10 (1.7380)

Wskazówki

- Świadectwa badań odbiorczych wg DIN EN 10204, ew. dodatkowo z przywołaniem instrukcji AD 2000 W9 oraz TRD 100;
- Standardowo należy wybierać kołnierze typu 11 (kołnierze rurowe z szyjką) i typu 05 (zaślepka kołnierzowa);
- Zgodnie z normą zaleca się wykonanie powierzchni uszczelniających w kształcie B2 dla przewodów pary i wody gorącej, oraz w kształcie B1 dla wody zimnej (≤ 50°C);
- Krawędzie spawane kołnierzy do przyspawania należy dopasować do średnicy rury z uwzględnieniem dopuszczalnego przesunięcia krawędzi ($\pm 8\%$ do $\pm 10\%$ grubości łączonych ścianek (T) wg DIN EN 10216-2/10217-2, lecz ≤ 2 mm, jako zalecenie) (patrz Rys. D.8.2.3-2 i Rys. D.8.2.3-3).

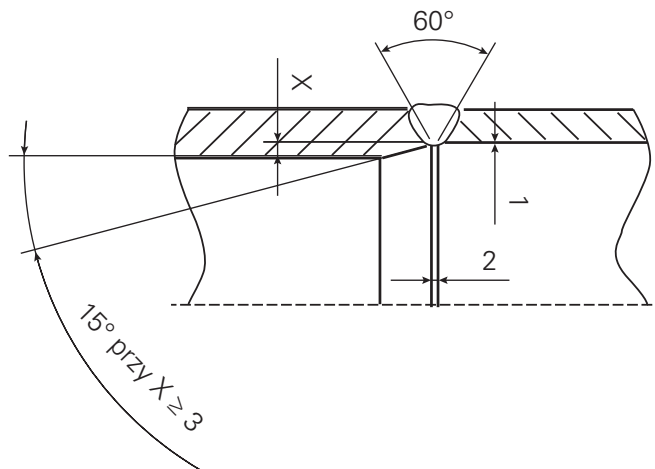
Dodatkowo należy uwzględnić DIN EN ISO 5817 – Grupy oceny niezgodności!

Uwaga

Każdorazowo z uwzględnieniem dopuszczalnego ciśnienia roboczego ze względu na „zanik” zależnej od temperatury granicy plastyczności.

D.8 Rurociągi

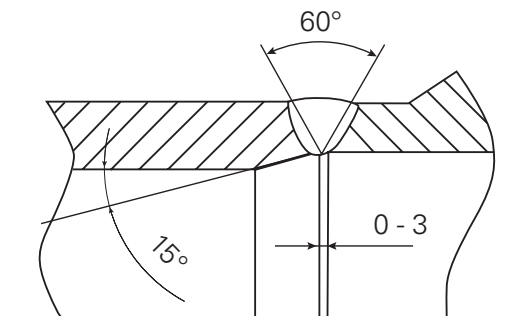
Rys. D.8.2.3-2 Połączenie rura-rura



Legenda

- D_i średnica wewnętrzna rury
wzgl. kołnierza
- DN_R średnica nominalna (zewnątrzna rury)
- s'_R/s_R grubość ścianki rury
- s_{RF} grubość ścianki kołnierza
- Δ_x przesunięcie krawędzi (maks. ≤ 2 mm)
- S_{sp} odstęp krawędzi
- α 15° dopasowanie do D_i przy $\Delta_x > 2$ mm

Rys. D.8.2.3-3 Połączenie rura-kołnierz



D.8.2.4 Śruby i nakrętki

W nawiązaniu i z uwzględnieniem normy
DIN EN 20898 – niestopowe elementy połączeń, oraz DIN EN 10268 – stopowe elementy połączeń, oraz DIN EN 1515 – dobór śrub i nakrętek – zaleca się:

Rys. D.8.2.4-1 Śruby i nakrętki

Zakres temperatur (°C)	Element	PN16	PN25 do PN40	≥ PN63 do ≤ 100
≤ 100	Śruba	5,6	–	–
	Nakrętka	5		
> 100 do ≤ 300	Śruba	5,6	5,6	25CrMo4 (1.7218)
	Nakrętka	5	5	C35E (1.1181)
> 300 do ≤ 350	Śruba	–	25CrMo4 (1.7218)	25CrMo4 (1.7218)
	Nakrętka		C35E (1.1181)	C35E (1.1181)
> 350 do ≤ 400	Śruba	–	25CrMo4 (1.7218)	21CrMoV5-7 (1.7709)
	Nakrętka		C35E (1.1181)	25CrMo4 (1.7218)
> 400 do ≤ 450	Śruba	–	21CrMoV5-7 (1.7709)	21CrMoV5-7 (1.7709)
	Nakrętka		25CrMo4 (1.7218)	25CrMo4 (1.7218)
> 450 do ≤ 540	Śruba	–	21CrMoV5-7 (1.7709)	21CrMoV5-7 (1.7709)
	Nakrętka		21CrMoV5-7 (1.7709)	21CrMoV5-7 (1.7709)
Austenit ≤ 400	Śruba ^{a)}	A4-70 (A4-50)	A4-70 (A4-50)	–
	Nakrętka ^{a)}	A4-70 (A4-50)	A4-70 (A4-50)	

Wskazówki

- Świadectwa badań odbiorczych wg DIN EN 10204, typ 2.2 dla elementów połączeniowych wg DIN EN 20898 (śruby 5.6/nakrętki 5), ew. dodatkowo z przywołaniem instrukcji AD 2000 W7 oraz TRD 106, z zaleceniem
 - typ 3.1 – dla nakrętek wg DIN EN 10269, oraz
 - typ 3.2 – dla śrub wg DIN EN 10269;
- Do temperatur > 300°C zaleca się stosowanie wyłącznie śruby ze zredukowanym trzpieniem wg DIN 2510.

^{a)} Uwaga:

A4-70 do M20 i > M20 (A4-50)

Wskazówka

Materiały uszczelniające nie mogą zawierać azbestu!

D.8.2.5 Materiały na uszczelnienia

W nawiązaniu i z uwzględnieniem normy DIN EN 1514 – Kołnierze i ich połączenia – wymiary, rodzaj i materiały, zaleca się zgodnie z DIN EN 28091:

- Zakres temperatur $> 100^{\circ}\text{C}$ do $\leq 200^{\circ}\text{C}$: uszczelki płaskie z materiałów włóknistych i/lub grafitu z wkładką z folii ze stali szlachetnej
- Zakres temperatur $> 200^{\circ}\text{C}$: uszczelki płaskie z grafitu z wkładką z folii ze stali szlachetnej i/lub uszczelki wielokrawędziowe z pokryciem grafitowym i centrowaniem;

D.8.2.6 Materiały na korpusy armatury

W nawiązaniu i z uwzględnieniem normy DIN EN 1503 oraz DIN EN 12516 – Armatura, materiały korpusów – ew. dodatkowo z przywołaniem TRD 110 punkt 2 i 3, zaleca się:

- jak podano w punkcie D.8.3.2 lecz z dodatkowymi uzupełnieniami dla odlewów ferrytycznych i austenitycznych, takimi jak:

Rys. D.8.2.6-1 Materiały

Material	Nr materiału.	Zakres temperatur ($^{\circ}\text{C}$)	Zakres ciśnień nominalnych (PN) ^{a)}
Żeliwo sferoidalne	0.7043	≤ 350	16 do ≤ 40
Odlewy ferrytyczne:			
GP 240 GH	1.0619	> 350 do ≤ 400	16 do > 63
G20Mo5	1.5419	> 400 do ≤ 490	16 do > 63
G17CrMo5-5	1.7357	> 490 do ≤ 570	16 do > 63
Odlewy austenityczne:			
GX5CrNiTi19-10	1.4308	> 570 do ≤ 600	16 do > 63
GX5CrNiMo19-11-2	1.4408	> 570 do ≤ 600	16 do > 63

Uwagi

- Stosowanie żeliwnych korpusów armatury z materiału 0.6025 zasadniczo nie zaleca się.
- Na wrzeciona zaworów zaleca się stosowanie wyłącznie materiałów odpornych na korozję;
- Stosowanie armatur z korpusami z żeliwa sferoidalnego nr materiału 07043 według TRD 108 tylko do średnic przelotowych ≤ 150 (DN 175);
- Świadectwa badań odbiorczych wg DIN EN 10204, ew. dodatkowo z przywołaniem instrukcji TRD 110 punkt 6, dla:
 - grupy armatur 1 (DN $\times$ nadciśnienie robocze w bar ≥ 20000) – świadectwo typu 3.2
 - grupy armatur 2 (DN $\times$ nadciśnienie robocze w bar < 20000) – świadectwo typu 3.1

a) Wybór ciśnienia nominalnego (PN) w zależności od dopuszczalnego tylko ciśnienia roboczego ze względu na „spadek” zależnej od temperatury granicy plastyczności materiału

D.8.2.7 Spawanie, złącza spawane, itp.

Konieczne prace spawalnicze winni wykonywać z zasady wykwalifikowani spawacze z odpowiednimi uprawnieniami. Spawacze winni posiadać świadectwa egzaminacyjne wg DIN EN 287-1.

Zakład wykonujący spawanie winien posiadać dopuszczenie wg AD 2000 HPO i TRD 201, świadectwo kwalifikacyjne zakładu spawalniczego wg DIN 18800 oraz świadectwo kwalifikacji technologii spawania według DIN EN ISO 15614.

Przygotowanie krawędzi do spawania należy wykonać wg DIN EN ISO 9692, z uwzględnieniem wymienionych w (Załączniku [A7]):

- metody spawania;
- materiałów dodatkowych do spawania oraz
- gazów ochronnych;

Zakład spawalniczy winien prowadzić w trakcie prac i dostarczyć:

- listę spawaczy i ważne świadectwa kwalifikacyjne spawaczy;
- ważne świadectwo kwalifikacji technologii spawania (AD2000 HP2/1; DIN EN ISO 15614)
- instrukcję technologiczną spawania (WPS).

Badania nieniszczące spoin należy uzgodnić z działem jakości klienta, na podstawie i z uwzględnieniem instrukcji AD 2000 oraz TRD 201 dla spoin obwodowych, pachwinowych i czołowych, w oparciu o wymienione wcześniej plany spawania. Badania rentgenowskie i ultradźwiękowe wykonywać musi personel, certyfikowany wg DIN EN 473.

Wskazówka

W zależności od materiału i rodzaju spoiny konieczne mogą być zakresy badań 10%, 25% lub 100%, z zaleceniem (jeśli nie ustalono inaczej) dla ciśnieniowych elementów rurociągów kategorii II i II wg dyrektywy PED co najmniej 25%, a dla materiałów austenitycznych 100%.

D.8 Rurociągi

D.8.3 Obliczenia i dobór rurociągów

Poniżej podamy przykłady niezbędnych obliczeń, bez wchodzenia w szczegółowe rozważania procesów fizycznych. W konkretnym przypadku wykonawca (projektant) winien przeprowadzić szczegółowe obliczenia przy pomocy odpowiednich programów obliczeniowych.

Przy doborze i wymiarowaniu należy przyjmować za podstawę następujące normy i standardy:

- instrukcje AD 2000 (głównie W4-ru-ry; W7-śruby, nakrętki i W9-kołnierze, oraz HP100R-rurociągi i HP512R-badania rurociągów)
- przepisy techniczne TRD (głównie TRD dotyczące materiałów, wytwarzania, obliczeń i badań)
- oraz normy DIN EN 13480, część 1 do części 7 (głównie część 2-materiały; część 3-konstrukcja i obliczenie; część 4-wykonawstwo, oraz część 5 – badania.

D.8.3.1 Prędkości przepływu w rurociągach

Do celów obliczeniowych przyjmuje się w pierwszym przybliżeniu prędkość przepływu, wynikającą z praktyki i doświadczenia, i na tej podstawie wylicza się powstające starty ciśnienia i/lub temperatury. Starty te muszą mieścić się w dopuszczalnych granicach (określonych przez użytkownika wzgl. zlecniodawcę).

Jako wartości przybliżone prędkości przepływu polecane są wartości podane w poniższej tabeli

Rys. D.8.3.1-1 Wartości orientacyjne prędkości przepływu (w):

Rodzaj przewodu	Zakres ciśnień P (bar)*	Prędkość przepływu w (m/s)
Przewody pary:		
Para mokra	≤ 10	10-20
Para nasycona	≤ 1	10-15
	> 1 do ≤ 5	15-25
	> 5 do ≤ 10	25-35
	> 10 do ≤ 40	35-40
	> 40 do ≤ 100	40 do ≤ 60
Para przegrzana: jak dla pary nasyconej, lecz przyjmując najbliższą większą prędkość		
Przewody wydmuchowe zaworu bezpieczeństwa i przewody rozruchowe (także przewód odpowietrzający schładzacza mieszającego ^{a)})	pod ciśnieniem atmosferycznym	≤ 70
Przewody oparów i pary odlotowej, pary wtórnej z rozprężenia kondensatu (w systemach otwartych)	pod ciśnieniem atmosferycznym	10-25
Przewody przesyłowe pary	< 40	≤ 20
Przewody wodne:		
Przewody kondensatu	przewód ssawny	$\geq 0,5$ do ≤ 1
	przewód tłoczny	≥ 1 do ≤ 3
Przewody wody zasilającej	przewód ssawny	$\geq 0,5$ do ≤ 1
	przewód tłoczny	≥ 2 do $\leq 3,5$
Przewód odsolin i odmulin (bez pary rozprężeniowej)		≥ 1 do ≤ 2
Przewód odsolin i odmulin (z parą rozprężeniową)	≤ 1	10-15
	> 1 do ≤ 5	15-20
Przewody wody pitnej i technologicznej		≥ 1 do ≤ 2
Woda chłodząca	przewód ssawny	$\geq 0,5$ do $\leq 1,5$
	przewód tłoczny	$\geq 1,0$ do $\leq 3,5$
Inne przewody i kanały:		
Przewody sprężonego powietrza		≥ 10 do ≤ 20
Przewody gazu ziemnego	do $\leq 0,05$	≥ 3 do ≤ 8
	$> 0,05$ do ≤ 1	≥ 5 do ≤ 10
	> 1 do ≤ 6	> 10 do ≤ 25
Przewody oleju opałowego	przewód ssawny	$\geq 0,2$ do ≤ 1
	przewód tłoczny	$\geq 0,5$ do $\leq 1,5$
Kanały powietrza do spalania	przewód ssawny	≥ 8 do ≤ 20
	przewód tłoczny	≥ 15 do ≤ 30
Kanały spalin	do wlotu do komina	≥ 8 do ≤ 15

Uwagi

Ze względu na występowanie w obrębie kotłowni parowej raczej tylko „krótkich” rurociągów, można przyjmować prędkości przepływu bliskie górnej granicy podanych zakresów wartości.

^{a)} Dla przewodu odpowietrzającego schładzacza mieszającego można przyjąć podane wartości prędkości przepływu, gdyż przewód ten jest obciążany jedynie krótkotrwałe, przy odmulaniu kotła.

* Podawane w tym podręczniku ciśnienia są wyłącznie nadciśnieniami, o ile wyraźnie nie podano inaczej

D.8 Rurociągi

D.8.3.2 Przepływ w rurociągach, obliczenie średnicy wewnętrznej rurociągu

Poniżej przedstawiono wzory obliczeniowe do wyznaczenia strumienia objętościowego i masowego, prędkości przepływu i średnicy wewnętrznej rurociągu.

Z ogólnego równania dla strumienia objętościowego $\dot{V} = w \times A$, gdzie A – przekrój strumienia w (m^2) oblicza się:

strumień objętościowy

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{d_i^2 \times \pi}{4} \times w \quad [m^3/s]$$

strumień masowy

$$\dot{m} = \frac{d_i^2 \times \pi}{4} \times \rho \times w = \rho \times \dot{V} \quad [kg/s]$$

prędkość przepływu

$$w = \frac{4\dot{V}}{d_i^2 \times \pi} = \frac{4\dot{m}}{d_i^2 \times \pi \times \rho} \quad [m/s]$$

wewnętrzną średnicę rury

$$d_i = 2 \times \sqrt{\frac{\dot{V}}{\pi \times w}} = 2 \times \sqrt{\frac{\dot{m}}{\pi \times \rho \times w}} \quad [m]$$

przyjmując wartości zmiennych dla:

w prędkości przepływu (patrz wartości orientacyjne z tabeli w punkcie D.8.3.1, Rys. D.8.3.1-1)

ρ gęstość medium w (kg/m^3) ($\rho = 1/v$)

v objętość właściwa medium [m^3/kg]
= gdzie $\rho = 1/v$)

Wskazówki do przypadku 1

Przeliczenia na stan roboczy dokonano w oparciu o równanie przeliczeniowe strumienia gazu ze stanu normalnego na roboczy

$$\dot{V} (m^3) = \dot{V}_{0(Nm)} \times \frac{1,013}{1,013 + p} \times \frac{273 + T}{273} \quad [m^3/h]$$

i/lub gęstości bezpośrednio z:

$$\rho (kg/m^3) = \rho_{0(kg/Nm^3)} \times \frac{273 \times (1,013 + p)}{273 + T} \quad [kg/m^3]$$

lecz w obu wypadkach z pominięciem „ciśnień roboczych” (p w bar)

Hinweis

ρ , v (patrz w [Tab. 2]) dla pary i wody) i właściwości dla powietrza, spalin, gazu ziemnego, oleju opałowego wg zestawienia (w przybliżeniu) z Rys. D.8.3.2-1.

Rys. D.8.3.2-1 Zestawienie gęstości (kg/m^3) różnych mediów

Medium		ρ [T = (15°C) 20°C]	ρ [T = 50°C]	ρ [T = 100°C]	ρ [T = 0°C (stan normalny)]
Powietrze ¹		1,207	1,095	0,948	1,293
Spaliny ¹		1,251	1,135	0,983	1,34
Gaz ziemny ¹	(E)	0,732	–	–	0,784
	(LL)	0,774			0,829
Olej opałowy ¹	(EL) (840)		815	–	–
	(S) (960)		940	910	–

Przykład obliczeń 1 – rurociąg parowy

- ilość świeżej pary nasyconej
 $\dot{m}_{FD} = 12000 \text{ kg/h}$
- ciśnienie świeżej pary nasyconej
 $p_B = 13 \text{ bar}$
- jednostkowa objętość pary (z [Tab. 2])
 $v''_B = 0,1414 \text{ m}^3/\text{kg}$
- założona prędkość przepływu z Rys. D.8.3.1-1
 $w \approx 35 \text{ m/s}$

Wymagana średnica wewnętrzna rury:

$$d_i = 2 \times \sqrt{\frac{\dot{V}}{\pi \times w}}$$

$$= 2 \times \sqrt{\frac{12000 \text{ kg/h} \cdot 0,1414 \text{ m}^3/\text{kg}}{\pi \times 35 \text{ m/s}}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0,1309 \text{ m}$$

- przyjęto: DN 125 wg DIN EN 10216-2
przy normalnej grubości ścianki $s = 4,0 \text{ mm}$
średnica zewnętrzna $d_a = 139,7 \text{ mm}$
średnica wewnętrzna $d_i = 131,7 \text{ mm}$

$$w_{\text{vorh}} = \frac{4 \times 12000 \text{ kg/h} \times 0,1414 \text{ m}^3/\text{kg} \times 1 \text{ h}}{(0,1317 \text{ m})^2 \times \pi \times 3600 \text{ s}} [\text{m/s}]$$

wynika stąd maksymalna prędkość przepływu (w_{vorh}) wynosząca $34,62 \text{ m/s} < w$ założonej.

Przykład obliczeń 2 – rurociąg gazu ziemnego

Parametry pary nasyconej jak w przykładzie obliczeń 1, a dodatkowo:

- entalpia pary nasyconej (z [Tab. 2]) $= 0,7744 \text{ kWh/kg}$
- entalpia wody zasilającej (z [Tab. 2])
(założona temperatura wody zasilającej $T_{\text{spw}} \approx 104^\circ\text{C}$) $= 0,1213 \text{ kWh/kg}$
- sprawność kotła parowego $\eta_{\text{K(IM)}}$ z podgrzewaczem
wody typu 200 (z danych technicznych Vitomax 200-HS) $\approx 94,6 \%$
- wartość opałowa H_i gazu ziemnego $= 10,35 \text{ kWh/Nm}^3$
- zapotrzebowanie paliwa $\dot{B}_B$ (patrz pod D.4.3.1) z równania:

$$\dot{B}_B \approx \frac{12000 \text{ kg/h} \times (0,7744 \text{ kWh/kg} - 0,1213 \text{ kWh/kg}) \times 100}{10,35 \text{ kWh/Nm}^3 \cdot 94,6\%} \approx 800,44 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

- ciśnienie robocze gazu (założone) $\approx 4,0 \text{ bar}$
- przeliczenie zapotrzebowania paliwa ($\dot{B}_B$) na stan roboczy ($\dot{B}_B^*$)
z odniesieniem do temperatury otoczenia 20°C

$$\dot{B}_B^* \approx 800,44 \times \frac{1,013}{1,013 + 4,0} \times \frac{273 + 20}{273} \approx 173,59 \text{ m}^3/\text{h}$$

- założona prędkość przepływu z Rys. D.8.3.1-1 $\approx 17 \text{ m/s}$
- wymagana średnica wewnętrzna rury:

$$d_i = 2 \times \sqrt{\frac{173,59 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi \times 3600 \text{ s/h} \times 17 \text{ m/s}}} = 0,0601 \text{ m}$$

- przyjęto DN 65 wg DIN EN 10216-2

- przy normalnej grubości ścianki $s = 2,9 \text{ mm}$
- średnica zewnętrzna $d_a = 76,1 \text{ mm}$
- średnica wewnętrzna $d_i = 70,3 \text{ mm}$

$$w_{\text{vorh}} = \frac{4 \times 173,59 \text{ m}^3/\text{h}}{0,0703^2 \text{ m}^2 \times 3600 \text{ s/h} \times \pi} = 12,43 \text{ m/s}$$

rzeczywista prędkość przepływu $w_{\text{vorh}} < w_{\text{przyjęto}}$

D.8.3.3 Straty ciśnienia

Strata ciśnienia w rurociągu jest sumą strat na wszystkich elementach składowych rurociągu, jak rury, kształtki, armatura, zmiany przekroju i inne elementy wbudowane. W przypadku mediów gazowych należy dodatkowo uwzględnić zmianę objętości przepływającego medium w wyniku rozprężenia. W podanych dalej obliczeniach parametr ten będzie pomijany, ze względu na jego nieznaczny wpływ na wynik. W ten sposób obliczenia strat ciśnienia będą przeprowadzane jednakowo dla gazów i cieczy.

Jeśli rurociąg ma zmienne średnice (zmiany przekroju) to odpowiednie straty ciśnienia należy obliczyć dla poszczególnych odcinków.

Według [L8] i [L9] oczekiwane „łączne straty ciśnienia” Δp_{ges} otrzymuje się z:

$$\Delta p_{ges} = \frac{\rho}{2} \times w^2 \left(\lambda_R \frac{L}{d_i} + \sum \zeta_E \right) \times \frac{1}{10^5} \text{ [bar]}$$

gdzie:

$\sum \zeta_E$ - bezwymiarowa suma wszystkich oporów jednostkowych^{a)}

(patrz w [Tab. 4]) i/lub [L5/L9]

L - długość rurociągu w [m]

d_i - średnica wewnętrzna rurociągu w [m]

ρ = 1/v (gęstość medium, patrz D.8.3.2) w [kg/m³]

w - założona i/lub rzeczywista prędkość przepływu [w_{vorh}] (patrz punkt D.8.3.1 i/lub D.8.3.2) w (m/s)

λ_R - współczynnik oporu przepływu (współczynnik tarcia) rurociągu, bezwymiarowy, wyznaczany w zależności od rodzaju przepływu (laminarny i/lub turbulentny). Formę przepływu określa się na podstawie bezwymiarowego wskaźnika (R_e) tzw. liczby Reynoldsa z równania:

$$R_e = \frac{w \times d(d_{gl})}{\nu} = \frac{\rho \times w \times d_i}{\eta} \text{ [-]}$$

gdzie:

ν - lepkość kinematyczna medium w [m²/s] i/lub

η - lepkość dynamiczna z równania:

$$\eta = \nu \times \rho \text{ in } \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \times \text{s}} = \text{Pa} \times \text{s} = \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \right]$$

(patrz poniższe zestawienie tabelaryczne dla wybranych mediów)

oraz

d_i - średnica wewnętrzna rury w [m] i/lub

d_{gl} - średnica równoważna w przypadku przekroju prostokątnego [m]

(patrz wskazówki w punkcie D. 3.4-B)

i współczynnika oporu- λ_R z równań dla przepływu laminarnego

$$R_e \leq 2300$$

$$\lambda_R^{b)} = 64 / R_e \text{ [-]}$$

dla przepływu turbulentnego – z założeniem „gładkiej rury” dla zakresu wartości $R_e \leq 105$;

$$\lambda_R^{b)} = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} \text{ [-]}$$

dla przepływu turbulentnego – z założeniem „gładkiej rury” dla zakresu wartości $R_e \geq 105$ do ≤ 108 ;

$$\lambda_R^{b)} = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0,237}} \text{ [-]}$$

oraz dla rury „całkowicie chropowatej”:

$$\lambda_R^{c)} = \frac{1}{(2 \lg \times \frac{k_R}{d_i} - 1,14)^2} \text{ [-]}$$

^{a)} Należałoby tu ewentualnie uwzględnić dodatkowo specyficzne dane producenta armatury

^{b)} λ_R – zależy wyłącznie od wskaźnika R_e

^{c)} λ_R – zależy tylko od chropowatości względnej – k_R/d_i

Z wartościami chropowatości ścianki (k_R)
przyjmowanymi wg tabeli:

Rys. D.8.3.3-1 Chropowatości ścianek

Stan materiału	Rury stalowe (nowe)	Rury stalowe (skorodowane)	Rury żeliwne (nowe)	Rury żeliwne (skorodowane)	Beton (gładki)	Beton (szorstki)	Kanały z blachy (gięte)	Rury z PVC/PE
k_R (mm)	0,04- 0,1	0,4- 0,6	0,5- 1,0	1,0- 1,5	0,3- 0,8	1,0- 3,0	0,15	0,007

Patrz również dane w rozdziale G
[Tab. 3]

Wskazówki

1. Z załączonego wykresu w rozdziale G
[Tab.3.1] można dokładnie wyznaczyć
wartości dla λ_R w zależności od wskaźnika
 Re i ilorazu di/k_R ;

2. Do obliczeń zgrubnych można
z wystarczającą dokładnością przyjąć
wartość szacunkową $\lambda_R \approx 0,02$ do $0,04$.

Również wystarczająco dokładnie można
wyznaczyć straty ciśnienia na prostym
odcinku rurociągu dla pary i wody korzystając
z załączonych wykresów w [Tab. 4; 4.1].

^{d)} W wykresie w rozdziale G; Tab.4.0
zastosowano wartości λ_R 0,0206
(wg Eberle) i dlatego wykazują one
odpowiednie rezerwy w stosunku
do przedstawionych wyżej obliczeń.

D.8 Rurociągi

Przegląd lepkości kinematycznych (ν)
wybranych mediów [L9] [L11]

Rys. D.8.3.3-2 Para nasycona

t_s (°C)	100	120	150	180	200	230	250	280	300
ν (m ² /s) · 10 ⁻⁶	20,013	11,463	5,469	2,929	2,033	1,241	0,913	0,6	0,461

Uwaga dotycząca pary przegrzanej, patrz wykres wg Timrotha; Z dostateczną dokładnością można również tu przyjąć wartości dla pary nasyconej

Przykład obliczeń 1 – Strata ciśnienia w przewodzie parowym (Δp_R)

Wartości odpowiednio do D.8.3.2

(do 1 Przykładu obliczeniowego) oraz dodatkowo

■ gęstość pary

$$\rho'' = \frac{1}{\nu''} = \frac{1 \text{ kg}}{0,1414 \text{ m}^3} = 7,072 \text{ kg/m}^3$$

średnica wewnętrzna rury $d_i = 0,1317 \text{ m}$

rzeczywista prędkość przepływu $w_{\text{vorh.}} = 34,62 \text{ m/s}$

długość rurociągu (założenie) $L = 20 \text{ m}$

temperatura pary nasyconej (T_s z Tb. 2) $\approx 195^\circ\text{C}$

lepkość w T_s (w przybliżeniu) $\approx 2,257 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

liczba Reynoldsa R_e

$$R_e = \frac{34,62 \text{ m/s} \times 0,1317 \text{ m}}{2,257 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2,02 \times 10^6 > 10^5 [-]$$

Współczynnik oporu dla „rury gładkiej”

$$\lambda_R = 0,0032 + \frac{0,221}{(2,02 \cdot 10^6)^{0,237}}$$

$$= 0,0032 + \frac{0,221}{31,215} = 0,0103 \quad [-]$$

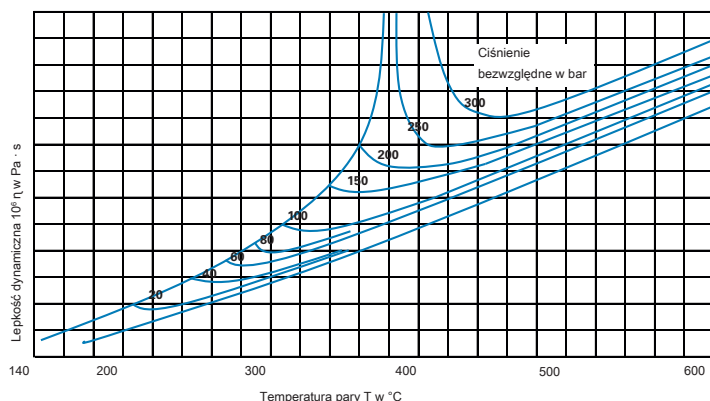
stąd otrzymujemy

$$\Delta p_R = \frac{7,072 \text{ kg/m}^3}{2} \times (34,62 \text{ m/s})^2 \times \left(0,0103 \times \frac{20 \text{ m}}{0,1317 \text{ m}} \right) \times \frac{1}{10^5}$$

$$= 0,0663 \text{ bar względnie } 0,003315 \text{ bar/m}$$

W praktycznie akceptowalny sposób można przyjąć straty ciśnienia w rurociągu $\Delta p_R \approx 0,003 \text{ bar/m rurociągu}$.

Rys. D.8.3.3-3 Para przegrzana – wykres wg Timrotha



Rys. D.8.3.3-4 Olej opałowy – powietrze – spaliny

T (°C)	20	50	100	
Olej	$\nu \text{ (m}^2\text{/s)} \times 10^{-6}$	$\nu \text{ (m}^2\text{/s)} \times 10^{-6}$	$\nu \text{ (m}^2\text{/s)} \times 10^{-6}$	
Olej opałowy (S)	1 520	300	30	
Olej opałowy (EL)	5,0	2,6	/	
Powietrze ^{a)}				
przy 1,013 bar absolut	15,11	17,94	23,06	
przy 5 bar absolut	3,105	3,657	4,712	
Woda	1,004	0,553	0,295	
Spaliny ^{b)}				
T _{ABG} (°C)	100	200	300	400
$\nu \text{ (m}^2\text{/s)} \times 10^{-6}$	20	32	46	59

^{a)} w przybliżeniu także dla gazu ziemnego

^{b)} (źródło Weishaupt) przy spalaniu oleju opałowego z nadmiarem powietrza (λ_1) w zakresie 1,1 do 1,2

Przykład 2 – Strata ciśnienia w przewodzie ssawnym wody zasilającej (Δp_R)

Przewód wody zasilającej:

Ilość wody zasilającej $\dot{m}_{spw} = 12000 \text{ kg/h}$ Temperatura wody zasilającej $T_{spw} = 104^\circ\text{C}$ Gęstość wody zasilającej
(według [Tab. 2]) $\rho_{spw} = 955 \text{ kg/m}^3$ Prędkość przepływu, przyjęta
(patrz wartości wskaźnikowe
z tabeli w punkcie D.8.3.1) $w = 1,0 \text{ m/s}$ Długość rurociągu (założona) $L = 1 \text{ m}$

Wymagana średnica wewnętrzna

$$d_{i\text{erf}} = 2 \times \sqrt{\frac{12000 \text{ kg/h} \times s \times h}{\pi \times 955 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ m} \times 3600 \text{ s}}} = 0,0668 \text{ m}$$

przyjęto: DN 65 według DIN-EN 10216-2

przy normalnej grubości ścianki $s = 2,9 \text{ mm}$ średnica zewnętrzna $d_a = 76,1 \text{ mm}$ średnica wewnętrzna $d_i = 70,3 \text{ mm}$

skąd otrzymuje się rzeczywistą prędkość przepływu

$$w_{\text{vorh}} = \frac{4 \times 12000 \text{ kg/h} \times h}{0,0703^2 \text{ m}^2 \times 3,14 \times 955 \text{ kg/m}^3 \times 3600 \text{ s}} = 0,89 \text{ m/s}$$

Lepkość przy $T_{spw} \approx 0,295 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Liczba Reynoldsa

$$R_e = \frac{0,89 \text{ m/s} \times 0,0703 \text{ m}}{0,295 \text{ m}^2/\text{s} \times 10^{-6}} = 2,21 \times 10^5 > 10^5 [-]$$

Współczynnik oporu dla „rury gładkiej”

$$\lambda_R = 0,0032 + \frac{0,221}{(2,12 \times 10^5)^{0,237}}$$

$$= 0,0032 + \frac{0,221}{18,29} = 0,0153 [-]$$

$$\Delta p_{R/S} = \frac{922}{2} \times 0,89^2 \times \left(0,0153 \times \frac{1}{0,0703} \right) \times \frac{1}{10^5}$$

= 0,000823 bar/m

oraz

$$\Delta p_{R/S} = \frac{0,000823 \times \text{bar} \times \text{mmWS}}{9,81 \times 10^{-5} \times \text{bar} \times \text{m}} = 8,39 \text{ mm/SW}$$

c.d. – Strata ciśnienia w przewodzie ssawnym wody zasilającej (Δp_R)W praktycznie akceptowalny sposób można zalecić przyjęcie straty ciśnienia $\Delta p_{R/S} \approx 10$ do 20 mmSW na metr bieżący rurociągu.

Przy dalszych założeniach dla:

Łącznej długości przewodu ssawnego

$$L_{\text{ges}} = 5 \text{ m}$$

Oporu jednostkowego filtra (1 szt.) (czysty)

$$\zeta_F \approx 3,0$$

Oporu jednostkowego armatury (2 szt.)

$$\zeta_A \approx 2 \times 3,7 = 7,4$$

Oporu jednostkowego kolana 90° (3 szt.)

$$\zeta_B \approx 3 \times 0,2 = 0,6$$

Suma oporów jednostkowych:

$$\Sigma \zeta_E = 3,0 + 7,4 + 0,6 = 11$$

Łączna strata ciśnienia w przewodzie ssawnym

 $\Delta p_{\text{ges/s}} =$

$$0,000823 \text{ bar/m} \times 5 \text{ m} + 11 \times \frac{955 \text{ kg/m}^3}{2} \times (0,89 \text{ m/s})^2 \times \frac{1}{10^5}$$

$$= 0,004115 + 0,0416 = 0,04572 \text{ bar}$$

oraz

$$\Delta p_{\text{ges/s}} = \frac{0,04572 \times \text{bar} \times \text{mmWS}}{9,81 \times 10^{-5} \times \text{bar}} = 466 \text{ mmSW}$$

Wskazówka

W nawiązaniu do informacji podanych w punkcie D.6.1 zaleca się zwymiarowanie przewodu ssawnego dla wartości $\Delta p_{\text{ges/s}} \leq 500 \text{ mmSW}$.

D.8.3.4 Straty ciepła i temperatury

Straty ciepła mogą powstawać wskutek przewodzenia, konwekcji i promieniowania. Często występują łącznie dwie lub wszystkie powyższe rodzaje strat ciepła.

Przewodzenie, konwekcja i promieniowanie są różnymi procesami fizycznymi, podlegającymi różnym prawom i nie będą one tu bliżej rozważane.

Izolacja cieplna ma za zadanie minimalizację tych strat z akceptowanym ekonomicznym nakładem. Stosując wymienione dalej standardy należałoby ograniczyć straty do $\leq 100 \text{ W/m}^2$ powierzchni z utrzymaniem przeciętnych wartości współczynników przewodzenia ciepła (patrz Rys. D.8.3.4-1).

Rys. D.8.3.4-1 Współczynniki przewodzenia						
Temperatura średnia w °C	50	100	150	200	250	350
Współczynnik przewodzenia ciepła (W/mK) dla: Okładzin z wełny mineralnej	0,04	0,045	0,055	0,065	0,075	0,09
Współczynnik przewodzenia ciepła (W/mK) dla: Mat z wełny mineralnej	0,035	0,039	0,046	0,055	0,066	0,081

Przy „normalnym” ruchu powietrza (prędkość wiatru $< 5 \text{ m/s}$) zaleca się utrzymywanie temperatury powierzchni blachy osłony izolacji na poziomie nie większym niż 20 K ponad temperaturę otoczenia.

Jako istotnych standardów należy przestrzegać:

- DIN 4102-cz.1 – (klasa materiałów budowlanych A1);
- DIN 4140 – Prace izolacyjne przy instalacjach przemysłowych i domowych, wykonanie izolacji cieplnych i chłodniczych;
- Instrukcje robocze Grupy Roboczej Budownictwo Przemysłowe (AGI e. V.);
- Wytyczna VDI 2055 – Ochrona przez ciepłem i chłodem w instalacjach przemysłowych i domowych;
- Rozporządzenie o poszanowaniu energii EnEV – (wymagania minimalne wg §12)

W załączonych tabelach (patrz Załącznik [A2]) podano z wystarczającą dokładnością wartości orientacyjne dla izolacji cieplnej i ochrony przed poparzeniem. Jeśli wymagają tego względy technologiczne, należy obliczyć odpowiednią grubość izolacji, niezależnie od przesłanek ekonomicznych.

Wskazówki do

- A) Izolacja ochronna przed poparzeniem
Izolację ochronną zaleca się tam, gdzie przy normalnej temperaturze roboczej, temperatura powierzchni obiektu może czasowo przekroczyć 60°C , na przykład na przewodach wydmuchowych, dostępnych z platform, pomostów itp. W niektórych przypadkach można zamiast izolacji ochronnej zastosować osłony z blachy perforowanej (bez materiału izolacyjnego, tj. na odwodnieniach, odpowietrzeniach lub jako zabezpieczenie większych powierzchni elementów kotła parowego w dostępnych obszarach.
- B) Izolacja niskotemperaturowa
wzgl. przeciworosieniowa
Doboru izolacji dokonuje się tu w oparciu o kryterium unikania rośnienia na „oziębających się” instalacjach rurociągowych (np. przewodach wody surowej i zmiękczonej). Należy tu uwzględnić specyficzne warunki danej instalacji. Dostatecznie dokładne wartości można zaczerpnąć z Załącznika [L10]: patrz Rys. D.8.3.4-3.
- C) Ochrona przeciw zawilgoceniu
Materiały izolacyjne należy w stosowny sposób zabezpieczyć przed wilgocią, na przykład wnikaniami wody deszczowej. Materiały izolacyjne należy składować i montować w warunkach absolutnie suchych. Nie zaleca się stosowania materiałów izolacyjnych, które już raz uległy zawilgoceniu.
Dla rurociągów na zewnątrz, np. magistral przesyłowych zaleca się dodatkowo stosowanie odpowiednich systemów monitorujących.

- D) Strata ciepła i spadek temperatury w „gorących” rurociągach
W nawiązaniu do wywodów podanych w [L5] i [L10] wielkości powstających strat można wyznaczyć w przybliżeniu jako:

Strata ciepła

$$\dot{Q}_{V/R} = \frac{\pi \times (T_M - T_U) \times L_R}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_a}{D_i} + \frac{1}{\alpha_a \times D_a}} \quad [\text{W}]$$

gdzie:

- temperatura medium – T_M [°C]
- temperatura otoczenia – T_U [°C]
- współczynnik przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego – λ [W/mK] (odniesiony do T_M)
- średnica zewnętrzna/wewnętrzna izolacji D_a/D_i w [m]
- współczynnik przenikania ciepła powierzchni izolacji – α_a in [W/m²K] z wartościami orientacyjnymi dla – α_a :

Rys. D.8.3.4-2 Współczynniki przenikania ciepła

Rurociągi pionowe w budynku	$\alpha_a \approx 5,6 \text{ W/m}^2\text{K}$
Rurociągi poziome w budynku przy $D_a \leq 1000 \text{ mm}$	$\alpha_a \approx 3,5$ do $5,6 \text{ W/m}^2\text{K}$
Rurociągi na zewnątrz, aż do $D_a \leq 700 \text{ mm}$	$\alpha_a \approx 20$ do $40 \text{ W/m}^2\text{K}$

Spadek temperatury (ΔT_M)

Ogólnie obowiązuje w odniesieniu do przepływającego medium (z $\dot{m}_M$):

$$\dot{Q}_{V/R} = \dot{m}_M \times c_{pM} \times \Delta T_M \quad (\text{W})$$

względnie

$$\Delta T_M = \dot{Q}_{V/R} / (\dot{m}_M \times c_{pM})$$

gdzie:

- strata ciepła $\dot{Q}_{V/R}$ – w [W i/lub W/m]
- strumień masowy medium – $\dot{m}_M$ in [kg/s]
- ciepło właściwe – c_{pM} przepływającego medium przy stałym ciśnieniu, w [Ws/kg K] przyjęte jako:
 $c_{pWasser} \approx 4200 \text{ Ws/kg K}$
 c_{pDampf} – [Tab. 2] Wykres dla pary nasyconej i [Tab. 2.3] Wykres dla pary przegrzanej

Przykład obliczeń

Z danymi jak w 1 przykładzie obliczeń przewodzenia pary w punkcie D.8.3.2:

- strumień pary $\dot{m}_M = 12000 \text{ kg/h} \triangleq 3,33 \text{ kg/s}$
- temperatura pary $T_M = 195^\circ\text{C}$
- temperatura otoczenia T_U (założenie) = 20°C
- długość rurociągu L_R (założenie) = 1 m
- średnica wewnętrzna izolacji $D_i = 139,7 \text{ mm}$ (= średnicy zewnętrznej rurociągu)
- średnica zewnętrzna izolacji $D_a = 279,7 \text{ mm}$ (wyznaczona z przyjętej grubości izolacji 70 mm [A5])
- współczynnik przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego $\lambda \approx 0,055 \text{ W/mK}$ (założono dla mat z wełny mineralnej)
- Współczynnik przenikania ciepła $\alpha_a \approx 3,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ (założenie)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{V/R} &\approx \frac{\pi \times (T_M - T_U) \times L_R}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_a}{D_i} + \frac{1}{\alpha_a \times D_a}} \\ &= \frac{\pi \times (195 - 20) \times 1}{\frac{1}{2 \times 0,055} \ln \frac{0,2797}{0,1397} + \frac{1}{3,5 \times 0,2797}} = 74,94 \text{ W/m} \end{aligned}$$

a w odniesieniu do 1 m² powierzchni:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{V/R} &\approx 74,94 \text{ W/m} \times 1 / (0,2797 \times 3,14 \times \text{m/m}^2) \\ &\approx 85,33 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

natomiast przy cieple właściwym

(c_{pM} – dla pary z [Tab2]) $\approx 2939 \text{ Ws/kgK}$

otrzymujemy

$$\begin{aligned} \Delta T_M &= \dot{Q}_{V/R} / (\dot{m}_M \times c_{pM}) \\ &= 74,94 / (3,33 \times 2939) \text{ W/m kg K s / (Ws kg m)} \\ &= 0,00766 \text{ K/m} \end{aligned}$$

Wskazówka

Zakłada się, że również kolnierze i zawory są w pełni izolowane i dlatego można je traktować jako odcinek rury. Straty ciepła spowodowane wieszakami/podporami rurociągu należałoby uwzględnić jako dodatkową stratę 15% (w pomieszczeniach) wzgl. 25% (na zewnątrz).

Wyjątek stanowią tu armatury z elektronicznymi przetwornikami pomiarowymi lub napędami nastawnikowymi, których nie wolno zaizolować ze względu na ich wrażliwość na wysoką temperaturę, np. przepływomierz pary.

Rys. D.8.3.4-3 Grubość izolacji w zależności od względnej wilgotności powietrza

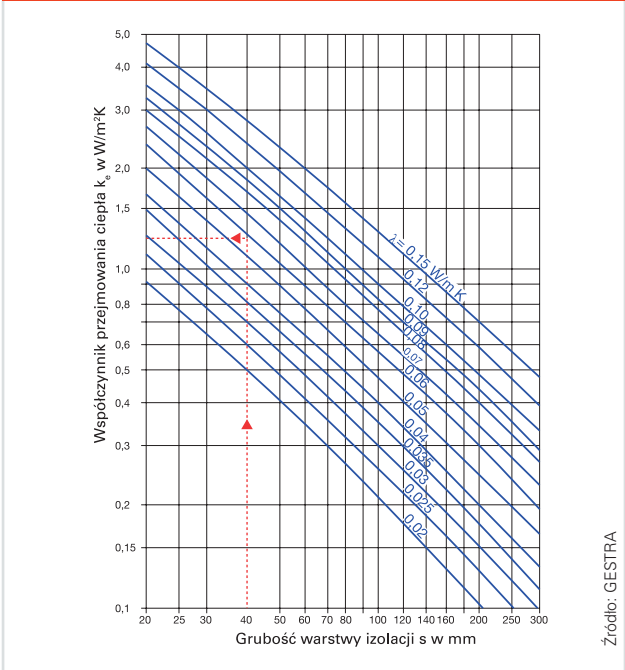
Temperatura powietrza (°C)		20	25	30	35
Temperatura punktu rosy (°C):					
Względna wilgotność powietrza	80%	16,5	21,4	26,3	31,0
	85%	17,5	22,4	27,3	32,2
	90%	18,5	23,5	28,4	33,3
Ekonomiczna grubość izolacji (w mm)	w budynku	40	65	90	110
	poza budynkiem	10	20	25	30

D.8 Rurociągi

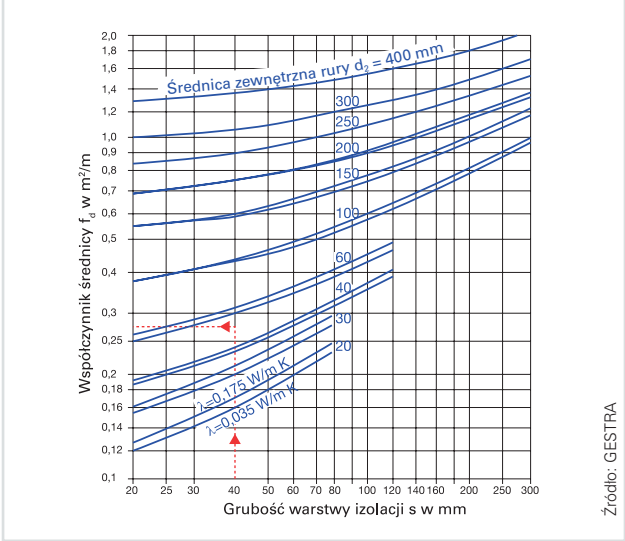
Wskazówki

- Kołnierze i wieszaki rurociągów wywołują dodatkowe straty ciepła. Kołnierze izolowane traktuje się jak odcinek rury, podczas gdy izolowane kołnierze z osłonami należy uwzględnić w formie dodatkowego 1 m długości rurociągu. Wieszaki rurociągów zwiększają straty ciepła o $\approx 15\%$ w pomieszczeniach i $\approx 25\%$ na zewnątrz.
- Szczegółowe obliczenia – patrz wytyczna VDI 2055
- Jednak wystarczająco dokładny dla praktyki jest sposób opisany w punkcie D.8.3.4.

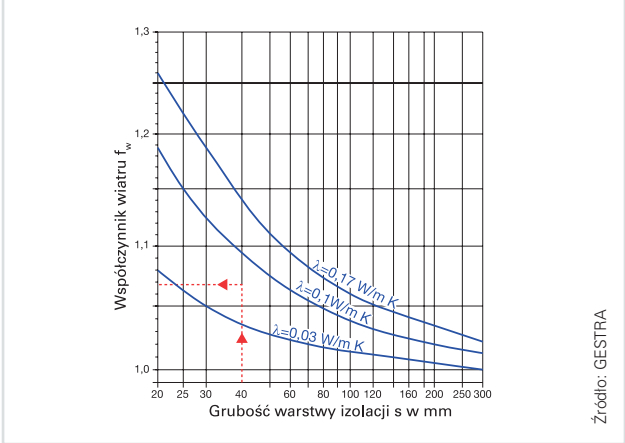
Rys. D.8.3.4-4 Wykres do wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła k_s



Rys. D.8.3.4-5 Wykres do wyznaczenia współczynnika średnicy f_d



Rys. D.8.3.4-6 Wykres do wyznaczenia współczynnika wiatru f_w



λ – współczynnik przewodzenia wybranego materiału izolacyjnego (patrz także tabela na Rys. 8.3.4-1)

E) Strata ciepła i spadek temperatury

„gorących” rurociągów

Na podstawie empirycznych wzorów obliczeniowych i wykresów współczynników (źródło GESTRA) można zgodnie z podanym niżej przykładem wyznaczyć wystarczająco dokładnie:

- Stratę ciepła ($\dot{Q}_i$) na 1 m bieżący rury w budynku:

$$\dot{Q}_i = k_e \times f_d \times (T_M - T_U) \text{ w [W/m] oraz}$$

- Stratę ciepła ($\dot{Q}_f$) na 1 m bieżący rury na zewnątrz budynku:

$$\dot{Q}_f = k_e \times f_d \times f_w \times (T_M - T_U) \text{ w [W/m]}$$

stosując wielkości obliczeniowe:

temperatura medium – T_M (°C)

temperatura otoczenia – T_U (°C)

oraz wartości odczytane (patrz

Rys. D.8.3.4-4 do Rys. D.8.3.4-6) dla:

współczynnika przejmowania ciepła – k_e

(W/m² K) dla ściany płaskiej

współczynnika korekty średnicy – f_d (m²/m)

współczynnika wiatru – f_w

Przykład obliczeń 1

- grubość warstwy izolacji $s = 40$ mm
- współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda = 0,058$ W/m K
- średnica zewnętrzna rury $d_a = 48,3$ mm
- temperatura medium $T_M = 160^\circ\text{C}$
- temperatura otoczenia $T_U = 20^\circ\text{C}$
- wartości odczytane: $k_e = 1,25$ W/m² K

$$f_d = 0,27 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$f_w = 1,068$$

Wynik dla rurociągów w budynku:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_i &= k_e \times f_d \times (T_M - T_U) \\ &= 1,25 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 0,27 \text{ m}^2/\text{m} \times (160 - 20)^\circ\text{C} \\ &= 47,3 \text{ W/m} \end{aligned}$$

Wynik dla rurociągów poza budynkiem:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_f &= k_e \times f_d \times f_w \times (T_M - T_U) \\ &= 1,25 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 0,27 \text{ m}^2/\text{m} \times 1,068 \times (160 - 20)^\circ\text{C} \\ &= 50,5 \text{ W/m} \end{aligned}$$

D.8 Rurociągi

Spadek temperatury (ΔT_M) „gorących”
rurociągów (wodnych):

obowiązuje ogólnie:

$$\Delta T_M = \dot{Q}_{i(f)} / (c_{pw} \times \dot{m}_w) \text{ [K/m]}$$

gdzie:

- strata ciepła – $\dot{Q}_i$ i/lub $\dot{Q}_f$ – [W/m]
patrz przykład obliczeń 1 pod E)
- ciepło właściwe – [Ws/kg K]
 $c_{pWasser} \approx 4200 \text{ Ws/kg K}$ oraz
- strumień masowy wody – $\dot{m}_w$ [kg/s]

Spadek temperatury ΔT_D „gorących”
rurociągów (parowych):

jak dla rurociągów wodnych, lecz
z wykorzystaniem wartości odczytanych
z nomogramu Rys. D.8.3.4-5

Przykład obliczeń 2

temperatura pary = 220°C

ciśnienie pary = 10 bar (abs)

strumień masowy pary = $30 \times 10^3 \text{ kg/h}$

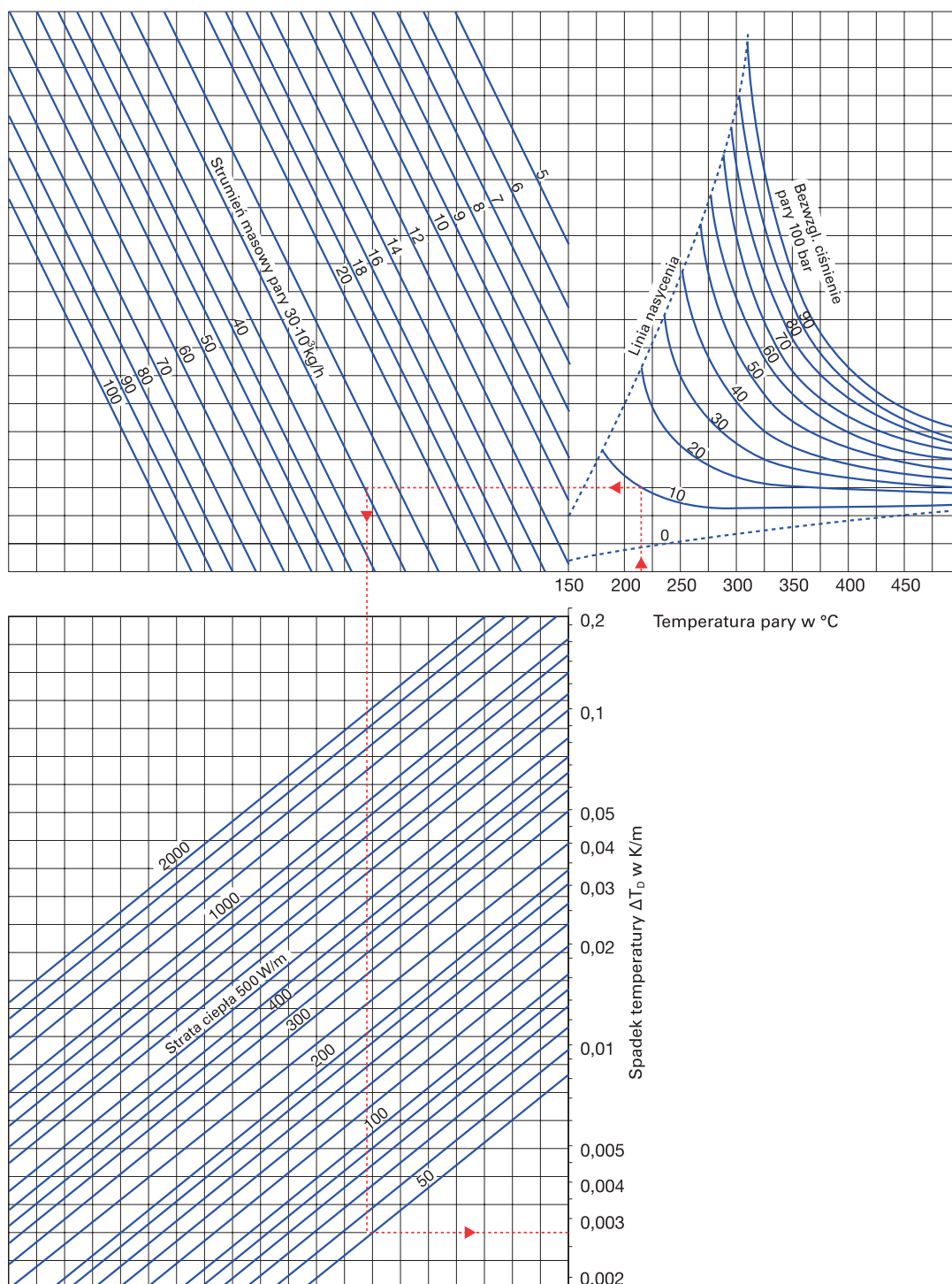
strata ciepła $\dot{Q}_f$

(patrz przykład obliczeń 1) = 50,5 W/m

Wynik z D.8.3.4-5

$\Delta T_D \approx 0,0028 \text{ K/m}$

Rys. D.8.3.4-5 Wykres do wyznaczenie spadku temperatury w zależności od temperatury, ciśnienia i strumienia masowego pary



D.8.4 Wytrzymałość-wydłużenie – rozstaw podpór-odstęp – ułożenie / podpory

Na wstępie punktu D.8.3 przedstawiono konieczne do uwzględnienia podstawowe zasady doboru i wymiarowania.

Medium płynące w rurociągu obciąża ścianki rury nadciśnieniem lub podciśnieniem. W przypadku gorących rurociągów dochodzą do tego naprężenia termiczne, spowodowane różnicą temperatur wzdłuż grubości ścianki rury. Takie różnice temperatury odgrywają szczególną rolę w procesach rozruchu i odstawiania instalacji, zwłaszcza w przypadku rur grubościennych.

Dalsze obciążenia powstają w wyniku niemożności swobodnego wydłużania się rurociągów między punktami stałymi oraz wyginaniem się między podporami.

A) Wytrzymałość

Aby zapewnić „wystarczającą” grubość ścianki należy rury dobierać według obowiązujących standardów i norm dla występujących stanów roboczych (obciążenia spoczynkowe do 120°C i/lub > 120°C oraz obciążenia zmienne).

Przyjęta i stosowana grubość ścianki rury ($s_{\text{przyjęta}}$) musi spełniać warunek:

$$s_{\text{przyjęta}} \geq S_v + C_1 + C_2$$

gdzie:

- S_v – wymagana obliczeniowo grubość ścianki
- C_1 – naddatek grubości ścianki na wyrównanie odchyłek wykonania
- C_2 – naddatek grubości ścianki na korozję i erozję

B) Wydłużenie

Rurociągi dla „gorących” mediów ulegają wydłużeniom (ΔL).

Wyciąga się je jako $\Delta L = L_0 \times \alpha \times \Delta T$ [mm], gdzie:

- L_0 – prostoliniowy odcinek rury między dwoma punktami stałymi systemu w [m]
- α – współczynnik rozszerzalności liniowej dla materiałów żelaznych
 $\alpha \approx 12 \times 10^{-6}$ [m/mK]
- ΔT – wzrost temperatury [K]
na przykład:
 $\Delta T = (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) = 100 \text{ K}$
 $L_0 = 1 \text{ m}$
 $\Delta L = 1 \text{ m} \times 12 \times 10^{-6} \text{ m/mK} \times 100 \text{ K}$
 $= 1,2 \times 10^{-3} \text{ m} = 1,2 \text{ mm/m}$

Aby uniknąć powstawania w punktach stałych niedopuszczalnie wysokich sił, należy zastosować odpowiednie kompensatory wydłużeń.

Przez wstępne naprężenie rurociągu można kompensować naprężenia wywołane przez wydłużenia termiczne w trakcie pracy. Tam, gdzie jest to niemożliwe w naturalny sposób, należy zastosować odpowiednie kompensatory wydłużeń w formie załamań rurociągu L lub U, kompensatory lirowe, osiowe, przegubowe i przeguby rurowe.

Dokładne wyznaczenie sił oddziaływań, występujących w poszczególnych punktach stałych rurociągu jest trudne, i najlepiej użyć w tym celu opartych na praktyce programów obliczeniowych, np. programu „RURA-2”

Wyznaczenia dopuszczalnych sił (sił poprzecznych) i momentów dokonuje się na podstawie i z uwzględnieniem odpowiednich danych producenta.

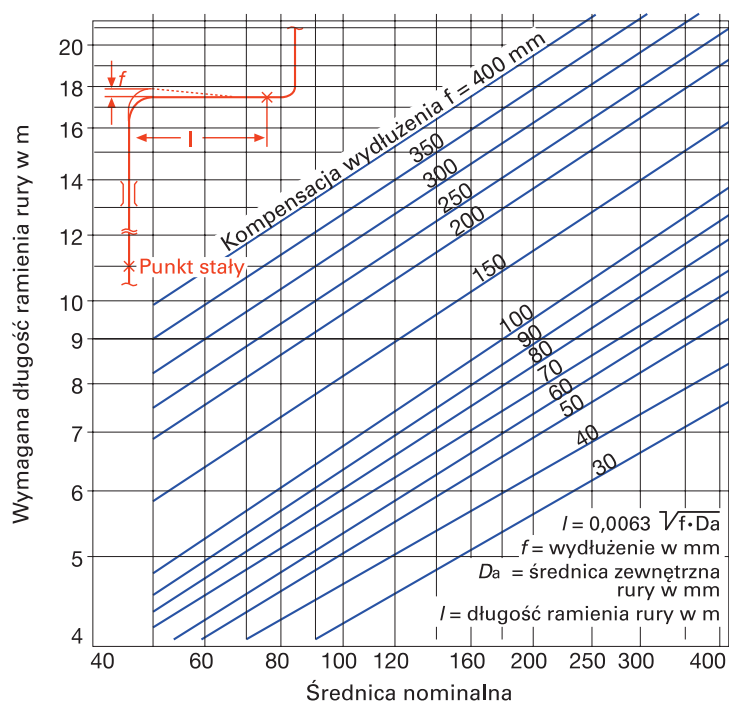
Dotyczy to w pierwszym rzędzie:

- przyłączenia do armatury i króćców na kotle parowym;
Wskazówka: Viessmann wymaga tu przyłączenia „beznapięzeniowego”;
- przyłączenia do armatury i króćców na pompach w systemie;
- przyłączenia do armatury i króćców aparatów termicznych w systemie.

Już od samego początku projektowania rozplanowania kotłowni należy kierować się zasadą „statycznie miękkiego” montażu orurowania, z wykorzystaniem „naturalnych” załamań i obejść rurociągów do kompensacji wydłużeń termicznych.

Dobrym rozwiązaniem jest wykorzystanie tzw. kompensatorów L (patrz wykres dla rur wg DIN EN 10220). Kompensatory L i U wykonuje się z tego samego materiału, co dany rurociąg. Ramiona kompensatora należy przy montażu naprężyć wstępnie do 50% oczekiwanego wydłużenia (ΔL).

Rys. D.8.4-1 Wykres dla kompensacji wydłużeń



D.8 Rurociągi

C) Rozstaw podpór

Rozstawu podpór należy dobierać tak, aby ograniczyć oddziaływanie sił od ciężaru własnego (masa odcinka rury z medium i izolacją) do dopuszczalnej wartości ugięcia lub dopuszczalnego naprężenia.

Uważa się, że warunki te dla rur stalowych są spełnione, jeśli rozstawy podpór przyjęto zgodnie z instrukcją AD 2000 – HP100R.

Rys. D.8.4-2 Wyciąg: Dopuszczalne rozstawy podpór w m dla rur stalowych

Średnica nominalna	DN 25		DN 40		DN 50		DN 80		DN 100		DN 150	
Grubość ścianki rury (s w mm)	2,0	4,0	2,0	4,0	2,0	4,5	2,3	5,6	2,6	6,3	2,6	7,1
dopuszczalne rozstawy podpór, L1 w m												
rura pusta (nieizolowana)	2,9	2,9	3,5	3,5	4,5	4,4	5,5	5,4	6,3	6,2	7,6	7,5
rura wypełniona wodą (nieizolowana)	2,7	2,8	3,1	3,3	3,9	4,1	4,6	5,0	5,1	5,6	5,8	6,6
rura wypełniona wodą (izolowana) Dd ^{a)} 40	2,0	2,2	2,5	2,3	3,2	3,6	4,0	4,5	4,6	5,2	5,4	6,3
rura wypełniona wodą (izolowana) Dd ^{a)} 80	1,8	2,0	2,8	3,2	2,9	3,3	3,7	4,3	4,4	5,0	5,2	6,1

Rys. D.8.4-3 Wyciąg: Dopuszczalne rozstawy podpór w m dla rur stalowych

Średnica nominalna	DN 200		DN 250		DN 300		DN 350		DN 400		DN 500	
Grubość ścianki rury (s w mm)	2,9	7,1	2,9	7,1	2,9	8,0	3,2	8,8	3,2	10,0	4,0	11,0
dopuszczalne rozstawy podpór, L1 w m												
rura pusta (nieizolowana)	8,7	8,7	9,7	9,7	10,6	10,6	11,1	11,1	11,9	11,8	13,3	13,2
rura wypełniona wodą (nieizolowana)	6,5	7,4	6,9	8,0	7,3	8,7	7,7	9,1	8,0	9,7	8,9	10,7
rura wypełniona wodą (izolowana) Dd ^{a)} 40	6,1	7,1	6,6	7,7	7,0	8,4	7,4	8,8	7,7	9,5	8,7	10,5
rura wypełniona wodą (izolowana) Dd ^{a)} 80	5,9	6,9	6,5	7,6	6,9	8,3	7,3	8,7	7,6	9,4	8,6	10,4

^{a)} Dd = grubość izolacji m [mm]

Przy doborze pomocne są oparte na wartościach doświadczalnych i wystarczające w praktycznych zastosowaniach, zestawione tabelarycznie dane pod a) do e):

Rys. D.8.4-4 a) Rozstaw podpór (b) w (m) dla rur z PVC twardego do 20°C (Źródło: Gestra)

Średnica nominalna	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50	DN 65	DN 80	DN 100	DN 125	DN 200
Rozstaw podpór (m)	1,0	1,1	1,25	1,4	1,5	1,65	1,85	2,15	2,6

Dla rur stalowych (źródło: Mannesmann) z dopuszczalnym ugięciem ($f_{dop} = 5 \text{ mm}$) i dopuszczalnym naprężeniem ($\sigma_{dop} = 40 \text{ N/mm}^2$)

Rys. D.8.4-5 b) Rozstaw podpór w (m) – rura stalowa bez szwu (d × s) – z wodą i izolacją grubości (Dd)

d mm	s mm	$q_m \text{ kg/m}$	Dd = 0 mm	50 mm	100 mm	150 mm	200 mm	250 mm	300 mm
60,3	2,9	6,4	4,1	3,4	3,0	2,8	2,4	2,1	1,9
63,5	2,9	6,9	4,2	3,5	3,1	2,9	2,5	2,2	1,9
70,0	2,9	8,0	4,3	3,7	3,3	3,1	2,7	2,4	2,1
76,1	3,2	9,6	4,5	3,9	3,6	3,3	3,0	2,7	2,4
88,9	3,2	12,1	4,8	4,2	3,9	3,6	3,4	3,0	2,7
101,6	3,6	15,7	5,1	4,6	4,3	4,0	3,8	3,6	3,2
108,0	3,6	17,2	5,3	4,7	4,4	4,1	3,9	3,7	3,4
114,3	3,6	18,8	5,4	4,8	4,6	4,3	4,0	3,8	3,5
127,0	4,0	23,3	5,7	5,2	4,9	4,6	4,4	4,2	4,0
133,0	4,0	25,0	5,8	5,3	5,0	4,7	4,5	4,3	4,1
139,7	4,0	27,0	5,9	5,4	5,1	4,9	4,6	4,4	4,2
159,0	4,5	34,8	6,3	5,8	5,6	5,3	5,1	4,9	4,7
168,3	4,5	38,1	6,4	6,0	5,7	5,5	5,3	5,0	4,9
193,7	5,6	52,1	6,9	6,5	6,3	6,1	5,9	5,7	5,5
219,1	6,3	66,6	7,4	7,0	6,8	6,6	6,4	6,2	6,0
244,5	6,3	79,2	7,7	7,3	7,1	6,9	6,7	6,6	6,4
273,0	6,3	94,7	8,0	7,7	7,5	7,3	7,1	6,9	6,7
323,9	7,1	130,8	8,6	8,3	8,2	8,0	7,8	7,7	7,5
355,6	8,0	159,2	9,1	8,8	8,7	8,5	8,3	8,2	8,0
406,4	8,8	205,0	9,7	9,4	9,3	9,1	9,0	8,8	8,7
457,0	10,0	260,2	10,3	10	9,9	9,8	9,6	9,5	9,3
508,0	11,0	320,3	10,8	10,6	10,5	10,3	10,2	10,1	9,9
610,0	12,5	453,0	11,7	11,5	11,4	11,3	11,2	11,1	11,0

D.8 Rurociągi

Rys. D.8.4-6 c) Rozstaw podpór w (m) – rura stalowa, zgrzewana (d × s) – z wodą i izolacją grubości (Dd)

d mm	s mm	q _m kg/m	Dd = 0 mm	50 mm	100 mm	150 mm	200 mm	250 mm	300 mm
60,3	2,9	6,4	4,1	3,4	3,0	2,8	2,4	2,1	1,9
63,5	2,9	6,9	4,2	3,5	3,1	2,9	2,5	2,2	1,9
70,0	2,9	8,0	4,3	3,7	3,3	3,1	2,7	2,4	2,1
76,1	2,9	9,1	4,5	3,8	3,5	3,2	2,9	2,6	2,3
88,9	2,9	11,6	4,8	4,1	3,8	3,6	3,3	2,9	2,6
101,6	2,9	14,3	5,0	4,4	4,1	3,8	3,6	3,3	2,9
108,0	2,9	15,7	5,1	4,6	4,3	4,0	3,8	3,4	3,1
114,3	2,9	17,2	5,2	4,7	4,4	4,1	3,9	3,6	3,2
127,0	3,2	21,2	5,5	5,0	4,7	4,4	4,2	4,0	3,6
133,0	3,2	22,8	5,6	5,1	4,8	4,6	4,3	4,1	3,8
139,7	3,2	24,7	5,7	5,2	4,9	4,7	4,4	4,2	3,9
159,0	3,2	30,6	6,0	5,5	5,2	5,0	4,8	4,6	4,3
168,3	3,6	35,0	6,2	5,7	5,5	5,3	5,0	4,8	4,6
193,7	3,6	44,2	6,5	6,1	5,9	5,6	5,4	5,2	5,0
219,1	4,0	56,2	6,9	6,5	6,3	6,1	5,9	5,7	5,5
244,5	4,0	67,7	7,2	6,8	6,6	6,4	6,2	6,0	5,8
273,0	4,0	81,7	7,4	7,1	6,9	6,7	6,5	6,3	6,2
323,9	4,0	109,9	7,9	7,5	7,4	7,2	7,0	6,9	6,7
355,6	4,0	129,6	8,1	7,8	7,6	7,5	7,3	7,2	7,0
406,4	5,0	172,9	8,8	8,5	8,4	8,2	8,1	7,9	7,8
457,0	5,0	212,7	9,2	8,9	8,7	8,6	8,5	8,3	8,2
508,0	5,0	256,8	9,5	9,2	9,1	9,0	8,8	8,7	8,6
559,0	6,0	316,8	10,1	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,2
610,0	6,0	370,2	10,4	10,1	10,0	9,9	9,8	9,7	9,6
660,0	6,0	426,6	10,6	10,4	10,3	10,2	10,1	10,0	9,9
711,0	6,0	488,1	10,9	10,6	10,6	10,5	10,3	10,2	10,1
762,0	6,0	553,7	11,1	10,9	10,8	10,7	10,6	10,5	10,4
813,0	6,0	623,3	11,3	11,1	11,0	10,9	10,8	10,7	10,6
864,0	6,0	697,1	11,5	11,3	11,2	11,2	11,1	11,0	10,9
914,0	6,0	773,4	11,7	11,5	11,4	11,4	11,3	11,2	11,1
1016,0	6,0	941,1	12,1	11,9	11,8	11,7	11,7	11,6	11,5

Rys. D.8.4-7 d) Rozstaw podpór w (m) – rura stalowa bez szwu (d × s) – pusta, i izolacją grubości (Dd)

d mm	s mm	q _M kg/m	Dd = 0 mm	50 mm	100 mm	150 mm	200 mm	250 mm	300 mm
60,3	2,9	4,1	4,6	3,5	3,1	2,8	2,5	2,1	1,9
63,5	2,9	4,3	4,7	3,7	3,2	2,9	2,6	2,2	2,0
70,0	2,9	4,8	4,9	3,9	3,5	3,1	2,7	2,5	2,2
76,1	3,2	5,8	5,1	4,1	3,7	3,4	3,1	2,8	2,5
88,9	3,2	6,8	5,6	4,5	4,1	3,8	3,5	3,2	2,8
101,6	3,6	8,7	6,0	5,0	4,5	4,2	3,9	3,7	3,4
108,0	3,6	9,3	6,1	5,2	4,7	4,4	4,1	3,8	3,5
114,3	3,6	9,8	6,3	5,3	4,9	4,5	4,2	4,0	3,7
127,0	4,0	12,1	6,7	5,7	5,3	4,9	4,6	4,3	4,1
133,0	4,0	12,7	6,8	5,9	5,4	5,1	4,7	4,5	4,3
139,7	4,0	13,4	7,0	6,0	5,6	5,2	4,9	4,6	4,4
159,0	4,5	17,1	7,5	6,5	6,1	5,8	5,4	5,1	4,9
168,3	4,5	18,2	7,7	6,8	6,3	6,0	5,6	5,3	5,1
193,7	5,6	26,0	8,3	7,4	7,0	6,7	6,3	6,1	5,8
219,1	6,3	33,1	8,8	8,0	7,6	7,3	6,9	6,7	6,4
244,5	6,3	37,0	9,3	8,5	8,1	7,7	7,4	7,1	6,8
273,0	6,3	41,4	9,8	9,0	8,6	8,2	7,9	7,6	7,3
323,9	7,1	55,5	10,7	9,9	9,5	9,2	8,9	8,6	8,3
355,6	8,0	68,6	11,2	10,5	10,1	9,8	9,5	9,2	8,9
406,4	8,8	86,3	12,0	11,3	10,9	10,6	10,3	10,0	9,7
457,0	10,0	110,2	12,7	12,0	11,7	11,4	11,1	10,9	10,6
508,0	11,0	134,8	13,4	12,8	12,5	12,2	11,9	11,6	11,4
610,0	12,5	184,2	14,7	14,1	13,8	13,5	13,3	13,0	12,8

D.8 Rurociągi

Rys. D.8.4-8 e) Rozstaw podpór w (m) – rura stalowa spawana (d × s) – pusta, z izolacją grubości (Dd)

d mm	s mm	q _m kg/m	Dd = 0 mm	50 mm	100 mm	150 mm	200 mm	250 mm	300 mm
60,3	2,9	4,1	4,6	3,5	3,1	2,8	2,5	2,1	1,9
63,5	2,9	4,3	4,7	3,7	3,2	2,9	2,6	2,2	2,0
70,0	2,9	4,8	4,9	3,9	3,5	3,1	2,8	2,5	2,2
76,1	2,9	5,2	5,1	4,1	3,7	3,3	3,1	2,7	2,4
88,9	2,9	6,2	5,6	4,5	4,0	3,7	3,4	3,1	2,7
101,6	2,9	7,1	6,0	4,9	4,4	4,0	3,7	3,5	3,1
108,0	2,9	7,5	6,2	5,0	4,6	4,2	3,9	3,6	3,2
114,3	2,9	8,0	6,3	5,2	4,7	4,4	4,1	3,8	3,4
127,0	3,2	9,8	6,7	5,6	5,1	4,7	4,4	4,2	3,9
133,0	3,2	10,2	6,9	5,7	5,3	4,9	4,6	4,3	4,0
139,7	3,2	10,8	7,0	5,9	5,4	5,0	4,7	4,4	4,2
159,0	3,2	12,3	7,5	6,3	5,9	5,5	5,1	4,8	4,6
168,3	3,6	14,6	7,7	6,6	6,2	5,8	5,4	5,1	4,9
193,7	3,6	16,9	8,3	7,1	6,7	6,3	5,9	5,6	5,3
219,1	4,0	21,2	8,8	7,7	7,3	6,8	6,5	6,2	5,9
244,5	4,0	23,7	9,3	8,2	7,7	7,3	6,9	6,6	6,3
273,0	4,0	26,5	9,9	8,7	8,2	7,8	7,4	7,1	6,8
323,9	4,0	31,6	10,8	9,5	9,0	8,6	8,2	7,8	7,5
355,6	4,0	34,7	11,3	10,0	9,5	9,0	8,6	8,3	8,0
406,4	5,0	49,5	12,1	10,9	10,4	10,0	9,6	9,3	9,0
457,0	5,0	55,7	12,8	11,6	11,1	10,7	10,3	9,9	9,6
508,0	5,0	62,0	13,5	12,2	11,8	11,3	10,9	10,6	10,2
559,0	6,0	81,8	14,1	13,0	12,6	12,2	11,8	11,4	11,1
610,0	6,0	89,4	14,8	13,6	13,2	12,8	12,4	12,0	11,7
660,0	6,0	96,8	15,4	14,2	13,7	13,3	12,9	12,5	12,2
711,0	6,0	104,3	16,0	14,7	14,3	13,8	13,4	13,1	12,7
762,0	6,0	111,9	16,5	15,3	14,8	14,4	14,0	13,6	13,2
813,0	6,0	119,4	17,1	15,8	15,3	14,9	14,4	14,1	13,7
864,0	6,0	127,0	17,6	16,3	15,8	15,3	14,9	14,5	14,2
914,0	6,0	134,4	18,1	16,7	16,3	15,8	15,4	15,0	14,6
1016,0	6,0	149,4	19,1	17,7	17,2	16,7	16,3	15,8	15,5

D) Odstępy

Przy układaniu rur należy uwzględnić wystarczającą odległość osi rury od ścian budynku oraz od osi biegnących równolegle rur.

Izolacja i wyposażenie rurociągu (kołnierze, armatura itp.) muszą być zawsze łatwo dostępne. Przy doborze pomocne są oparte na wartościach doświadczalnych i wystarczające w praktycznych zastosowaniach, zestawione tabelarycznie dane:

Rys. D.8.4-9 Zalecenia doboru

Odstęp od ściany (mm), z kołnierzami i / lub armaturą

Średnica nominalna(DN)	25	32	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500
bez izolacji	150	150	150	150	150	200	200	200	250	300	300	400	450
z izolacją	200	200	200	200	200	250	250	300	350	400	450	450	600

Odstęp od ściany (mm), bez kołnierzy i / lub armatury

bez izolacji	150	150	150	150	150	200	200	200	250	300	300	350	400
z izolacją	200	200	200	200	200	250	250	250	300	350	400	400	450

(Źródło Mannesmann)

Wskazówka

Odstęp minimalny izolacji od ściany ok. 50 mm.

Rys. D.8.4-9 Zalecenia doboru

DN	Odstępy osi rurociągów nieizolowanych (bez izolacji)														DN
	25	40	50	80	100	150	200	250	300	350	400	450	500		
500	380	380	430	430	465	505	530	555	580	610	635	660	685	180	25
450	355	355	405	405	430	455	505	530	555	580	610	635	200	185	40
400	330	335	380	380	405	430	480	505	530	555	580	215	210	190	50
350	330	330	355	355	380	405	455	480	480	505	265	240	230	215	80
300	305	305	330	355	355	380	405	455	480	305	285	260	255	235	100
250	280	280	305	305	330	355	380	405	360	335	310	290	280	265	150
200	250	250	280	280	305	330	355	435	395	370	350	325	315	300	200
150	225	225	225	250	250	280	485	460	425	395	375	360	345	325	250
100	200	220	220	225	225	555	520	495	460	430	410	385	380	365	300
80	175	175	175	200	590	575	540	510	475	450	425	400	395	380	350
50	150	150	175	680	645	630	595	565	530	505	480	455	450	435	400
40	150	150	730	695	660	645	610	580	545	520	495	475	465	460	450
25	150	790	765	730	695	680	645	615	580	555	530	510	500	460	500
DN		500	450	400	350	300	250	200	150	100	80	50	40	25	DN
Odstępy osi rurociągów izolowanych (z izolacją)															

(Źródło Mannesmann)

Wskazówka

- Minimalny odstęp między powierzchniami izolacji wzgl. rur ok. 50 mm.
- Zakłada się, że kołnierze są przesunięte względem siebie.
- Dla czynników o temperaturze > 300 °C należy dla DN 50 zwiększyć rozstawy osi o 40 do 50 mm.

D.8 Rurociągi

E) Układanie rurociągów – mocowania

W budynku wzgl. kotłowni parowej:

- Tu należy rurociągi układać możliwie pod kątem prostym (w przypadku naturalnych luków) blisko podpór i belek poprzecznych. Ułatwia to wykonanie niezbędnych podparć, zamocowań lub podwieszeń. Zgodnie z odpowiednimi regulacjami (patrz rozdział E.1 – Montaż) należy zwrócić uwagę na optymalny dostęp obsługi w celu konserwacji i napraw poszczególnych elementów.

Na estakadzie rurociągów:

- Poza budynkiem wzgl. kotłownią parową należy preferować prowadzenie pojedynczych rurociągów na ścianach budynków. Przy prowadzeniu kilku rurociągów (np. kondensatu, wody surowej i paliwa) od budynku do budynku na większej odległości należy stosować tzw. estakady rurociągów.

Zamocowania:

Z uwzględnieniem koniecznych rozstawów podpór i wymaganej kompensacji wydłużeń stosuje się różnorodne wykonania zamocowań. W zależności od przejmowanych sił i momentów można wybrać zamocowanie:

- wykonanie ruchome ślizgowe; na przykład obejmę rurową i podpory ze ślizgiem, mocowaną obejmą
- wykonanie ruchome ślizgowe, z prowadzeniem wymuszonym, jak poprzednio, lecz z zablokowanym jednym stopniem swobody (w kierunku x- i/lub y)
- wykonanie z punktem stałym, np. ze ślizgiem zamocowanym obejmą i/lub przyspawanym (z zablokowanym kierunkiem (x-y i z)
- zamocowania sprężynowe, wykonane jako podparcia lub zawiesia, jako dodatkowy wariant podpory ślizgowej, przenoszący statyczne siły pionowe (+/- w kierunku z).

Rys. D.8.4-10 Elementy zamocowań

DN	≤ [m] dla kątowych złącz dylatacyjnych	≤ [m] dla złącza dylatacyjnego typu U
50 do 80	50	100
100 do 150	70	140
200 do 250	80	160
300 do 350	90	180
≥ 400	100	200

^{a)} Podpora ślizgowa z wymuszonym prowadzeniem, rozstaw podpór (L_{GLZ}) wg formuły orientacyjnej $L_{GLZ} \approx 0,08 \times DN$ (w m); na przykład: średnica nominalna rurociągu DN 125; usytuowanie podpory prowadzącej co $L_{GLZ} \approx 0,08 \times 125 = 10$ m aby uniemożliwić wyboczenie rury w kierunku y.

^{b)} maksymalny rozstaw punktów stałych w [m] (prostoliniowych, jako wartość orientacyjna) przy kompensatorach L lub U. Patrz Rys. D.8.4-10.

D.8.5 Wskazówki projektowania wybranych systemów rurociągów

Poniżej omówione będą jedynie systemy rurociągów w obrębie pomieszczenia kotłowni parowej. Podane wskazówki odnoszą się także do układania rurociągów poza pomieszczeniem kotłowni, zwłaszcza do rurociągów pary i kondensatu. Szczególnie należy zwrócić uwagę na dotrzymanie wymagań instrukcji roboczej AD-2000 –HPOR, punkt 7.4.

- A) Przebieg tras rurociągów w rejonie przejść obsługowych i konserwacyjnych musi zapewniać nieograniczony dostęp, uwzględniający wymagane wysokości przejść (według TRD 403 ≥ 2000 mm). Należy unikać prowadzenia rurociągów tuż nad powierzchnią posadzki (tzw. „potykaczy”). Alternatywą jest prowadzenie rurociągów w kanałach.
- B) Odnośnie właściwego doboru materiałów dla oczekiwanych temperatur i ciśnień roboczych (patrz punkt D.8.1.4) oraz ciśnień znamionowych należy dodatkowo uwzględnić specyfikacje i zalecenia, podane w punkcie D.8.2.

D.8.5.1 Rurociągi parowe / rozdzielacze pary

Przy prowadzeniu i wykonywaniu rurociągów pary najważniejszym aspektem jest bezpieczeństwo eksploatacji. Dlatego w oparciu o doświadczenie zalecane jest stosowanie się do poniższych wskazówek:

- A) Rurociągi pary należy z zasady prowadzić ze stałym spadkiem w kierunku „punktu stałego odwadniania” (patrz również dalej pod B). Zarówno dla pary przegrzanej, jak i nasyconej należy zachować spadki nie mniejsze niż 1:200 do 1:100 to jest 0,5 do 1 %.

Rurociągi pary w instalacji jednokotłowej, jak i wielokotłowej doprowadzane są zwykle do (wspólnego) rozdzielacza pary. Do rozdzielacza przyłączane są też potrzebne przewody do zasilania odbiorników na obiekcie, jak i dla potrzeb własnych kotłowni parowej (odgazowanie termiczne, ogrzewanie kotłowni itp.), oraz przyłącza rezerwowe, przyłącze urządzeń pomiarowo kontrolnych oraz „punktu stałego odwadniania” (patrz szkic zalecanego wykonania rozdzielacza pary).

Wskazówka

- Nie stosować mniejszych spadków, gdyż w innym wypadku, z uwagi na dopuszczalne ugięcia przewodów (f_{zul}) odwadnianie rurociągu będzie utrudnione wzgl. nawet niemożliwe.
- Odgałęzienia od głównego rurociągu pary z zasady wpiąć od góry, aby nie dostawał się do nich spływający kondensat

Wskazówki odnośnie

- 1) Powierzchnia przekroju poprzecznego rury $\frac{\pi}{4} \times D_1^2 \approx 1,5 \times$ powierzchnia przekroju poprzecznego rury $\frac{\pi}{4} \times (D_3^2 + D_4^2 + D_5^2)$
- 2) Króciec zbiorczy usytuowany pośrodku, pod przyłączami odbiorników (V)
- 3) Wykonanie z uwzględnieniem jednakowego położenia osi wrzecion zaworów odcinających, jak na rys. D.8.5.1-1
- 4) Alternatywnie zastosowanie kołnierza z zaślepką dla K2.

Rys. D.8.5.1-2 Średnica i średnica nominalna przewodu spustowego

D1 (mm)	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
D2 (mm)	80	100	100	100	150	150	200	200	200	250
DN 1	25	25	25	25	32	32	32	32	32	40

Rys. D.8.5.1-3 Rozdzielacz pary



D.8 Rurociągi

B) Punkty odwodnienia (uruchamiane ręcznie i/lub automatycznie) zaleca się umieszczać przed każdym miejscem zmiany kierunku „w górę”; w najniższych punktach instalacji, na końcu rurociągu i w odstępach ok. > 25 m do ≤ 100 m w prostych odcinkach rurociągu. Punkty odwodnienia przyłącza się zazwyczaj do przewodu zbiorczego kondensatu i/lub kolektora kondensatu, z uwzględnieniem dostępnej wartości ciśnienia.

Kondensat powstający w rurociągach przesyłowych pary, ze względu na odległość punktów odwadniania odprowadza się zazwyczaj „do ścieków”. Preferuje się stosowanie odwadniaczy termodynamicznych. Lepszym, ale znacznie droższym byłby tu odwadniacz pływakowy lub termostatyczny.

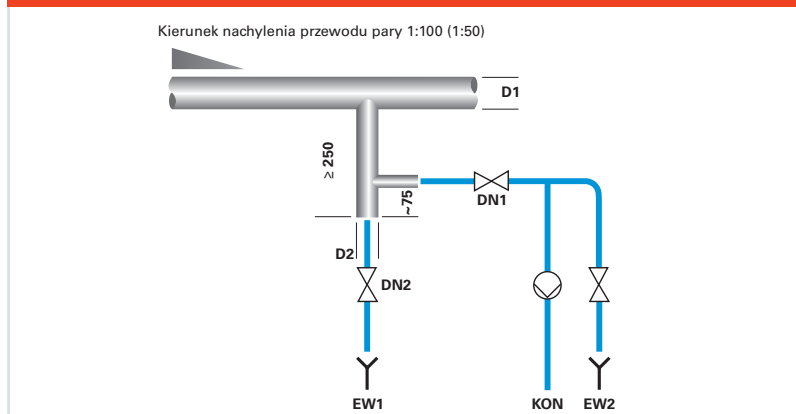
Dla pary nieznacznie przegrzanej (≤ 50 K ponad temperaturę pary nasyconej) można stosować odwadniacze „typowe”, jak wyżej wspomniane. Dla temperatur przegrzania > 50 K należy stosować „wykonania specjalne”. Ostatecznie można też użyć odwadniacza „typowe”, jeśli zostanie on umieszczony w odległości ok. 1 do 2 m od króćca kondensatu i ten odcinek przewodu pozostanie nieizolowany.

Dla zapewnienia optymalnego zbierania i odprowadzania kondensatu średnicę króćca zbiorczego kondensatu przyjmuje się bliską średnicy przelotowej rurociągu pary. Przy doborze pomocne są tu dane z Rys. D.8.5.1-4 i Rys. D.8.5.1-5.

Rys. D.8.5.1-4 Średnice nominalne rurociągów pary i odwadniających

D1	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
D2	50	65	80	80	80	100	150	150	200	200	200	200	200	200
DN 1	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
DN 2	20	25	25	40	40	40	40	50	50	50	50	50	50	50

Rys. D.8.5.1-5 Szkic wpięcia przewodu odwadniającego



^{a)} Należy zastosować środki zapobiegające oparzeniu i utrudnianiu widoczności przez powstające opary.

C) Odpowietrzania rurociągów parowych instaluje się w praktyce na króćcu rurociągu pary i/lub przed przyłączem odbiornika.

Należy preferować samoczynne, automatyczne odpowietrzniki, zamiast ręcznych. Polecić można produkty firmy Gestra, jak regulatory bimetalowe, membranowe i/lub pływakowe. Rurociągi parowe w kotłowni parowej nie wymagają jednak dodatkowych odpowietrzeń, ponieważ ich odpowietrzenie następuje samoczynnie przez uruchomienie kotła parowego.

Wskazówka

Warstwa powietrza grubości jedynie 1/10 mm stawia taki sam opór cieplny, jak gruba na 10 mm warstwa zanieczyszczeń na powierzchni wymiany ciepła. Ponadto unoszone z parą powietrze (tzn. tlen) sprzyja korozji rur i powierzchni wymiany ciepła.

D.8 Rurociągi

D.8.5.2 Rurociągi i systemy kondensatu

Rurociągi kondensatu należy prowadzić zasadniczo ze spadkiem w kierunku przepływu (ze względu na możliwą obecność pary rozprężonej) do stacji zbierania kondensatu, zbiornika kondensatu – otwartego i/lub zamkniętego). Zaleca się stosowanie minimalnego spadku 1:100 (1%).

W przypadku kondensatu przechłodzonego $\leq 95^{\circ}\text{C}$ (nie parującego) dla wymiarowania niezbędnym przekrojów przewodów obowiązują takie same zasady, jak w wypadku wody zasilającej i innych „gorących” mediów ciekłych, o temperaturze niższej od temperatury wrzenia (patrz punkt D.8.3.2).

W podanym w punkcie D.7.2 równaniu na strumień pary rozprężonej ($\dot{m}_{DE}$) należy podstawić zamiast:

$$\begin{aligned}\dot{m}_A &= \dot{m}_{KON} && \text{strumień masowy kondensatu [kg/h]} \\ h'_{A/E} &= h'_{K/E} && \text{entalpia kondensatu przed rozprężaniem w [kWh/kg] z [Tab. 2]^{a)}} \\ h'_{A/A} &= h'_{K/A} && \text{entalpia kondensatu po rozprężeniu w [kWh/kg] z [Tab. 2]^{a)}} \\ h''_{D/E} &= h''_K && \text{entalpia pary rozprężonej w [kWh/kg] z [Tab. 2]^{a)}}\end{aligned}$$

otrzymując w wyniku:

$$\dot{m}_{DE} = \dot{m}_{KON} \times \frac{h'_{K/E} - h'_{K/A}}{h''_K - h'_{K/A}} \quad [\text{kg/h}]$$

Przykład obliczeń 1

Kondensat z parametrami:

$$T_{KON} \approx 95^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{KON} \approx 6000 \text{ kg/h}$$

$$w_{KON} \approx 1,5 \text{ m/s (przyjęto według D.8.3.1-1 – wartości orientacyjne dla prędkości przepływu)}$$

$$\rho_{KON} \approx 962 \text{ kg/m}^3 \text{ (według [Tab. 2])}$$

$$d_i = 2 \times \sqrt{\frac{6000 \text{ kg/h} \times 1 \text{ h}}{\pi \times 962 \text{ kg/m}^3 \times 1,5 \text{ m/s} \times 3600 \text{ s}}}$$

$$= 0,0384 \text{ m (przyjęto: DN 40)}$$

Przykład obliczeń 2

Kondensat jak w przykładzie obliczeń 1 jednakże z parametrami:

$$T_{KON/E} \approx 158^{\circ}\text{C przed rozprężaniem}$$

$$p_{KON/E} \approx 5,0 \text{ bar przed rozprężaniem}$$

$$h'_{K/E} \approx 0,186 \text{ kWh/kg przed rozprężaniem}$$

$$T_{KON/A} \approx 133^{\circ}\text{C po rozprężeniu}$$

$$p_{KON/A} \approx 2,0 \text{ bar po rozprężeniu}$$

$$h'_{K/A} \approx 0,156 \text{ kWh/kg po rozprężeniu}$$

$$h''_K \approx 0,758 \text{ kWh/kg entalpia pary rozprężonej}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{DE} &= 6000 \text{ kg/h} \times \frac{(0,186 \text{ kWh/kg} - 0,156 \text{ kWh/kg})}{(0,758 \text{ kWh/kg} - 0,156 \text{ kWh/kg})} \\ &= 299 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

$$w_{DE} \approx 15 \text{ m/s przyjęto (według D.8.3.1.1 – Wartości orientacyjne dla prędkości przepływu)}$$

$$v''_{DE} \approx 0,606 \text{ m}^3/\text{kg (z [Tab.2], objętość właściwa)}$$

$$\begin{aligned}d_i &= 2 \times \sqrt{\frac{299 \text{ kg/h} \times 0,606 \text{ m}^3/\text{kg} \times 1 \text{ h}}{\pi \times 15 \text{ m/s} \times 3600 \text{ s}}} \\ &= 0,0654 \text{ m (przyjęto: DN 65 > niż DN 40 w przykładzie obliczeń 1)}\end{aligned}$$

Wskazówka

Z tabeli (Rys. 8.1.1-1) wynika średnica wewnętrzna rury $d_i \approx 70 \text{ mm}$

^{a)} w zależności od istniejących ciśnień roboczych kondensatu

Dla odcinka rurociągu pomiędzy odbiornikiem (na przykład wymiennikiem ciepła) a odwadniaczem w praktyce przyjmuje się średnicę nominalną odwadniacza. Za odwadniaczem wielkością miarodajną dla określenia wymaganego przekroju rury jest strumień powstającej (wskutek obniżenia ciśnienia) pary rozprężonej ($\dot{m}_{DE}$) (patrz punkt D.7.2 oraz Rys. D8.1.1-1 oraz przykład obliczeniowy 2 w punkcie D.8.5.2).

Wspomniane na wstępie nachylenie rurociągu powinno zapewnić opróżnienie przewodu z kondensatu przy zatrzymaniu ruchu instalacji. Z tego też powodu wszystkie dopływy do kolektora kondensatu powinny być wpinane od góry i skierowane w kierunku przepływu.

Celem hydraulicznego oddzielenia odcinków rurociągu zaleca się dodatkowe wbudowanie zaworów zwrotnych.

Hinweis

W przypadku kondensatów z różnymi wartościami ciśnienia należy kondensat gorący odprowadzać do wspólnego systemu dopiero po rozprężeniu.

Przy prowadzeniu rurociągów należy bezwzględnie unikać tzw. „niskich miejsc” (korków wodnych) ze względu na zagrożenie uderzeniami wodnymi i zamarzanie. Niemożliwe do uniknięcia „niskie punkty” należy całkowicie odwadniać. Wyposażenie kotła i armatury muszą pracować „suche”.

Zalecane jest stosowanie tzw. odwadniaczy termostatycznych rozprężnych, zwłaszcza w części instalacji poza budynkiem. Odwadniacz termostatyczny, ustawiony na temperaturę otwarcia ok. + 10 °C, w przypadku wyłączenia instalacji z ruchu otworzy się samoczynnie, gdy temperatura otoczenia obniży się w pobliżu zera.

Jeśli ze względów technologicznych konieczne jest „podnoszenie” kondensatu (np. przy prowadzeniu kolektora kondensatu powyżej miejsc powstawania kondensatu) zaleca się stosowanie pomp do usuwania skroplin i/lub tłumików uderzeń wodnych. Przy podnoszeniu kondensatu powstaje wymagające uwzględnienia dodatkowe przeciwcisnienie (PG) za odwadniaczem, wynoszące:

$p_G \approx 0,15 \text{ bar/m} + p_{KON} \text{ bar}$,
gdzie p_{KON} – nadciśnienie w samym kolektorze kondensatu (bar).

Uwaga

Należy, co najmniej raz w roku sprawdzić działanie systemu odwadniaczy (z powodu niekorzystnych uderzeń pary). Zaleca się w tym celu, specjalnie dla „dużych odbiorników procesowych” zastosowanie elektronicznych systemów monitorujących (przykładowo: Gestra VKE 26 z elektrodą NRG 16-27 i sygnalizatorem NRA 1-3 z wyjściem alarmowym).

W konkretnych zastosowaniach przy doborze odpowiednich odwadniaczy, systemów podnoszenia i transportu kondensatu należy korzystać z istniejących wytycznych projektowych producenta.

D.8.5.3 Rurociągi odsolin i odmulin

Układanie rurociągów od kołnierza przyłączeniowego kotła do rozprężacza odsolin i schładzacza mieszającego (patrz punkt C.8.1, D.7.1 i D.7.2).

Jeśli w instalacji wielokotłowej, przed wprowadzeniem na wymienione wyżej urządzenia wyposażenia kotła, rury podłącza się do wspólnego kolektora, to należy pamiętać o mechanizmie separacji hydraulicznej w punkcie zasilania (zainstalowanie zaworu zwrotnego na każdym z rurociągów). W przypadku, gdy rurociągi są podłączane do wspólnego kolektora należy pamiętać, aby wpinać je „od góry”. Przewody należy prowadzić ze stałym spadkiem w kierunku przepływu. Należy zachować również minimalne spadki 1/100 (1%), analogicznie, jak to opisano w punkcie D.8.5.2; to samo odnosi się do wymiarowania przekroju rur.

W celu pomniejszenia hydraulicznego „niskoszumowego” odprowadzania mediów (zwłaszcza w przypadku przewodu odmulającego), poziom punktów zasilania schładzacza mieszającego powinien leżeć możliwie poniżej przewodów dopływowych (schładzacz mieszający ustawiony w zagłębieniu, poniżej poziomu posadzki). Ze względu na spodziewane lekkie wibracje i uderzenia wodne podczas pracy należy pewnie zamocować rurociągi (podpory ruchome z wymuszonym prowadzeniem – patrz punkt D.8.4).

Szczególną uwagę należy zwrócić na możliwość swobodnych wydłużeń cieplnych („miękkie” statycznie prowadzenie z dostatecznymi naturalnymi łukami rurowymi), przy czym króćce przyłączeniowe na kotle i wyposażeniu kotła nie mogą być narażone na niedopuszczalne obciążenia.

Wskazówka

Ze względu na stosunkowo niewielkie długości tych rurociągów nie zaleca się wymiarowania przekroju rurociągów z uwzględnieniem powstającej pary rozprężonej. Odprowadzanie odsolin odbywa się w rurociągu jako „przepływ dwufazowy” z rozdzieleniem faz (para/woda) w rozprężaczu odsolin wzgl. schładzaczu mieszającym. Średnicę znamionową rurociągu należy przyjąć zgodnie ze średnicą nominalną armatury przyłączeniowej na kotle parowym.

Jeśli przewód odmulający trzeba prowadzić więcej niż na długości 1 m pionowo w górę, to zaleca się przed każdym odmulaniem odwodnić przewód w najniższym punkcie, aby uniknąć uderzeń wodnych.

D.8.5.4 Woda zasilająca – woda zmiękczone – woda pitna

Niezbędne kierunki rurociągów dla:

A) Woda zasilająca – przewód ssawny

- od zbiornika wody zasilającej, do kołnierzy króćca ssawnego pomp zasilających kotła;
- przy układaniu stałe nachylenie i niezbędna wysokość napływu do pomp zasilających (patrz punkt D.6);
- z uwzględnieniem wystarczającej kompensacji wydłużeń, w zależności od dopuszczalnych obciążeń (sił poprzecznych i momentów) na króćcu ssawnym pompy wg danych producenta, ew. konieczne obliczenia sprawdzające w ramach projektu;
- zastosowanie w najniższym punkcie rurociągu odwodnienia min. DN 20;
- dobór średnicy rurociągu według punktu D.8.3.1, z uwzględnieniem dopuszczalnych łącznych strat ciśnienia $\leq 0,5$ mSW.

B) Woda zasilająca – przewód tłoczny

- od króćców tłocznych pomp zasilających kotła do króćca wlotowego wody zasilającej na kotle parowym i/lub króćca wlotowego podgrzewacza wody, w przypadku instalacji z podgrzewaczem wody;
- zastosowanie punktów odpowietrzania w najwyższych punktach rurociągów wzgl. odwodnień do spuszczenia resztek wody w najniższych punktach rurociągów, wielkości co najmniej DN 20;
- z uwzględnieniem kompensacji wydłużeń jak pod A), lecz w odniesieniu do króćca tłoczego pompy zasilającej kotła;
- dobór średnicy rurociągu jak pod A), lecz w odniesieniu do łącznej straty ciśnienia w rurociągu, aż do wlotu na kotle parowym $\leq 0,1 \times p_B$ (gdzie p_B = ciśnienie robocze kotła parowego), przy czym do obliczenia grubości ścianki rury należy przyjąć ciśnienie pompy zasilającej przy wydajności zerowej (maksymalnie możliwe ciśnienie pompy wg jej charakterystyki), które może być wyższe od ciśnienia roboczego (ciśnienie robocze $\approx 1,1 \times p_B$, patrz punkt D.6).

C) Woda surowa – rurociąg wody pitnej

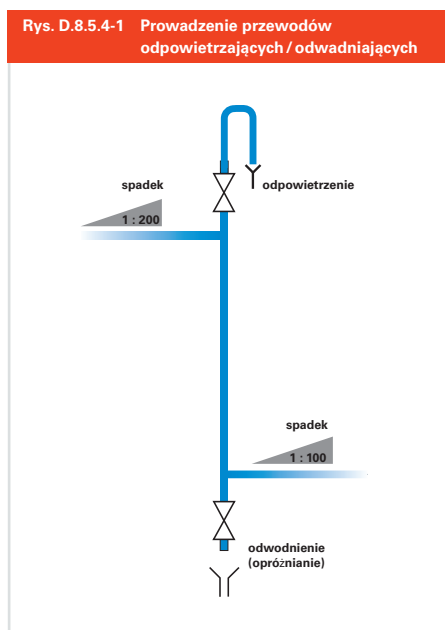
- od obiektowego przyłącza wodociągowego, do zaprojektowanej instalacji chemicznego uzdatniania wody (CWA) z uwzględnieniem wymaganej średnicy nominalnej rury (patrz również dane w punkcie D.8.3.1 – Prędkości przepływu);
- Zaprojektowanie zabezpieczenia przed przepływem zwrotnym do przyłącza wodociągowego, zgodnie z DIN 1988 za pomocą zaworu zwrotnego;
- Zapewnienie niezbędnego strumienia wody, odpowiednio do typu instalacji CWA (patrz punkt D.4.3.1), przy minimalnym ciśnieniu roboczym $3,0^{a)}$ bar i nieprzekraczalnym ciśnieniu maksymalnym 6,0 bar;
- Wykonanie odwodnień (możliwości opróżniania) w najniższych punktach rurociągów, wielkości DN 15 do DN 20;
- Wymagania odnośnie kompensacji wydłużeń nie występują, ze względu na temperaturę medium $< 20^\circ\text{C}$.

D) jak w C), lecz do przyłącza schładzacza mieszającego

- jako odgałęzienie rurociągu C) za zaworem zwrotnym w kierunku przepływu, zapewniające wymagany przepływ wody chłodzącej według punktu D.7.1.

^{a)} nie włączając przeciwcisnienia z instalacji termicznego uzdatniania wody

D.8 Rurociągi



E) Rurociąg wody zmiękczonej

- od CWA do króćca przyłączeniowego na odgazowywacz;
- zastosowanie dodatkowego zaworu zwrotnego na końcu przewodu w kierunku przepływu, bezpośrednio przed wejściem na odgazowywacz;
- średnica nominalna rurociągu (wymiarowanie przekroju), minimalne ciśnienie robocze i kompensacja wydłużeń jak w C).

F) Przewody odpowietrzające i spustowe

- w celu porywania pęcherzy powietrza przez strumień cieczy w rurociągu poziomym konieczna jest prędkość przepływu $\geq 0,3 \text{ m/s}$.
- przewody należy układać ze wzniosem w stronę odpowietrzenia.

Układanie rur spustowych:

- Minimalną średnicę nominalną zaworów spustowych należy dobrać tak, aby woda mogły spływać wraz z zanieczyszczeniami mechanicznymi. Dlatego w praktyce sprawdziły się średnice nominalne co najmniej DN 20 i zawory spustowe z samooczyszczającym się gniazdem. W innym wypadku należy umożliwić udrażnianie ręczne armatury (zawór kulowy). Rury prowadzić ze spadkiem w kierunku odwodnienia.
- Rury odpowietrzające i spustowe należy wyprowadzić do wspólnego leja ściekowego, z możliwością obserwacji wypływu, z centralnym odprowadzeniem do obiektowej kratki ściekowej.

D.8.5.5 Rurociągi oparów, pary odlotowej i wydmuchowe

Niezbędne kierunki rurociągów dla:

A) Przewody odprowadzające opary

- z instalacji odgazowania termicznego przy wyprowadzaniu poza kotłownię (ponad dach);
- układanie przewodów ze stałym nachyleniem w kierunku przepływu;
- prowadzenie przewodu możliwie krótką i prostoliniową trasą, przy wystarczającej kompensacji wydłużeń;
- wymiarowanie przekroju przewodu z zaleceniem „zwiększonej” średnicy nominalnej w stosunku do wielkości istniejącego przyłącza odgazowywacza, lecz z uwzględnieniem nieprzekraczalnych łącznych strat ciśnienia $\leq 0,5 \times p_{B/E}$ (gdzie $p_{B/E}$ jest istniejącym nadciśnieniem w odgazowywaczu) i maksymalnym strumieniu oparów ($\dot{m}_{D/B}$) według punktu D.7.3.

B) Przewody odpowietrzające – przewody oparów

- poprowadzone ze zbiornika kondensatu (otwartego), instalacji odgazowania częściowego i schładzacza mieszającego, od odpowiedniego kołnierza przyłączeniowego danego aparatu, ze stałym pochyleniem (ponad dach kotłowni);
- prowadzenie przewodu także możliwie krótką i prostoliniową trasą, przy wystarczającej kompensacji wydłużeń;
- wymiarowanie przekroju przewodu odpowiednio do wielkości króćców przyłączeniowych (średnica nominalna przyłącza kołnierzowego).

Przykład obliczeń 1

(patrz także punkty D.7.1 i D.8.3.1) z równania:

$$d_{i(erf)} \geq 2 \times \sqrt{\frac{\dot{m}_{a/DE} \times v''_D}{w_{D(MAX)} \times \pi}} \quad [m]$$

z wartościami zmiennych dla:

- maks. strumienia odmulin $\dot{m}_a \approx 7,5 \text{ kg/s}$
- nadciśnienia roboczego (p_B) $\approx 13 \text{ bar}$
- rozprężania do ciśnienia atmosferycznego $\approx 0 \text{ bar}$
- udziału odparowania (f_{DE}) z [G2 Tab.6] wynoszącego 17% co odpowiada ok. $0,17 \text{ kg}_{\text{pary}}/\text{kg}_{\text{odmulin}}$
- strumienia pary rozprężonej – $\dot{m}_{a/DE} = \dot{m}_a \times f_{DE}$
 $= 7,5 \text{ kg/s} \times 0,17 \text{ kg}_{\text{pary na kg odmulin}}$
 $= 1,275 \text{ kg}_{\text{pary}}/\text{s}$
- objętości właściwej v''_D pary rozprężonej pod ciśnieniem atmosferycznym z [Tab. 2]
 $= 1,694 \text{ m}^3/\text{kg}$
- przyjętej maksymalnej prędkości przepływu $w_{D(MAX)} \approx 70 \text{ m/s}$
 (patrz uwaga do 1) w punkcie D.8.3.1)

wynika wymagana średnica wewnętrzna przewodu odpowietrzającego:

$$d_{i(erf)} \geq 2 \times \sqrt{\frac{1,275 \text{ kg/s} \times 1,694 \text{ m}^3/\text{kg}}{70 \text{ m/s} \times \pi}} \geq 0,198 \text{ m}$$

Wskazówka

Przy dopuszczalnym nadciśnieniu dla schładzacza mieszającego 0,5 bar otrzymamy średnicę

$$d_{i(wymag)(0,5 \text{ bar})} \text{ mit } v''_{D(0,5 \text{ bar})} \approx 1,159 \text{ m}^3/\text{kg zu:}$$

$$\frac{d_{i(wymag)(0,5 \text{ bar})}}{2 \times} \geq \sqrt{\frac{1,275 \text{ kg/s} \times 1,159 \text{ m}^3/\text{kg}}{70 \text{ m/s} \times \pi}} \geq 0,163 \text{ m}$$

odpowiadającą DN 150 zgodnie z danymi fabrycznymi Viessmann.

Wskazówka

Wymiarowanie przekroju przewodu odpowietrzającego schładzacza mieszającego musi umożliwiać pewne odprowadzanie powstającej pary rozprężonej z odmulin, bez żadnego znaczącego przeciwnienia.

D.8 Rurociągi

- C) Przewody wydmuchowe zaworu bezpieczeństwa (SIV) dla:
- zaworu bezpieczeństwa kotła parowego
 - zaworu bezpieczeństwa instalacji odgazowania termicznego
 - zaworu bezpieczeństwa podgrzewacza wody (jeśli podgrzewacz wody jest stosowany i ma możliwość odcięcia)
 - zaworu bezpieczeństwa przegrzewacza pary (jeśli przegrzewacz jest stosowany i ma możliwość odcięcia) prowadzone od kołnierza przyłączeniowego zaworu bezpieczeństwa, ze stałym spadkiem (ponad dach kotłowni);
 - przewody wydmuchowe należy prowadzić możliwie najkrótszą i prostoliniową trasą, z wystarczającą kompensacją wydłużeń;
 - wylot przewodu wydmuchowego musi być usytuowany „bezpiecznie”;
 - w systemie wydmuchowym nie mogą zbierać się żadne ciecze (kondensat, woda deszczowa itp.) i dlatego w najniższym punkcie należy przyłączyć „nieodcinalny” przewód odwadniający (patrz rysunek);

- Po stronie wylotu zaleca się powiększyć średnicę przewodu wydmuchowego o co najmniej jedną średnicę nominalną, (patrz rysunek), jednakże z uwzględnieniem następujących wskazówek.
 - Odprowadzanie strumienia masowego pary ($\dot{m}_{FD}$), bez powodowania przy tym wzrostu dopuszczalnego ciśnienia roboczego o więcej niż 10%;
 - Zawór bezpieczeństwa => kotła parowego, produkującego parę nasyconą $\geq \dot{m}_{FD}$ (jako wydajność kotła)
 - Zawór bezpieczeństwa => przegrzewacza $\geq 0,25 \times \dot{m}_{FD}$
 - Zawór bezpieczeństwa => Zawór bezpieczeństwa odgazowania termicznego $\geq \dot{m}_{FD}$ (jako potrzebna ilość pary grzewczej – patrz punkt D.10.2);
- n Średnicę DN_L oraz długość przewodu, kolana i inne wyposażenie (ew. tłumik hałasu) należy dobrać tak, aby nie przekroczyć dopuszczalnego przeciwcisnienia, podanego dla danego zaworu bezpieczeństwa przez jego producenta, umożliwiając w ten sposób bezpieczne odprowadzenie wymaganego strumienia masowego pary.
- n Nie wolno dlatego przekraczać wartości przeciwcisnienia $> 0,15 \times p_A$ (gdzie p_A jest ustawionym ciśnieniem otwarcia zaworu bezpieczeństwa).

Prędkość wylotowa, obok wymienionej wcześniej emisji hałasu z zaworu ma istotny wpływ na obciążenia hałasem. Dlatego nie należy przekraczać prędkości granicznej, podanej w punkcie D.8.3.1.

Przewody wydmuchowe należy zwymiarować i zainstalować z uwzględnieniem lokalnych warunków eksploatacji tak, aby pewnie wytrzymywały one obciążenia statyczne, dynamiczne (reakcje wzgl. odrzut) oraz termiczne. Należy to w ramach projektu potwierdzić odpowiednimi obliczeniami.

Zaleca się, zamocowanie zaworu bezpieczeństwa wykonać jako punkt stały. Ruchy pionowe rurociągów powinny być kompensowane przez odpowiednio wykonane podpory sprężyste (patrz także punkt D.8.4). Dodatkowo należy uwzględniać instrukcje montażu i eksploatacji producenta zaworu bezpieczeństwa.

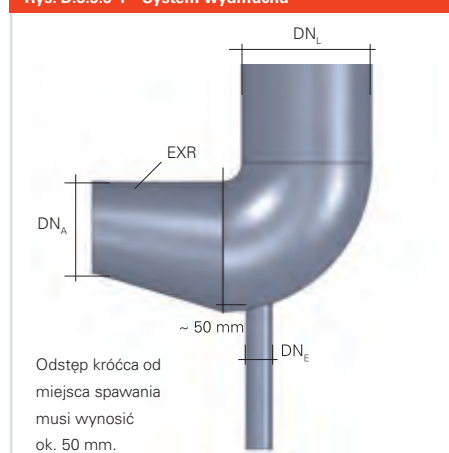
Wskazówka

Tłumik hałasu wydmuchu pary

Przy wydmuchu z zaworu bezpieczeństwa (zwłaszcza kotłów parowych) może, w zależności od ciśnienia i ilości wydmuchiwanej pary, wystąpić nieakceptowalny hałas. Krótkotrwale występująca wartość ciśnienia akustycznego może osiągać 120 do 132 dB(A).

Zgodnie z wymaganiami urzędowymi przepisów ochrony przed hałasem (TA-Lärm) zaleca się stosowanie tłumików hałasu wydmuchu o wskaźniku tłumienia (dB(A)) rzędu 30 do 50 dB(A).

Rys. D.8.5.5-1 System wydmuchu



Legenda:

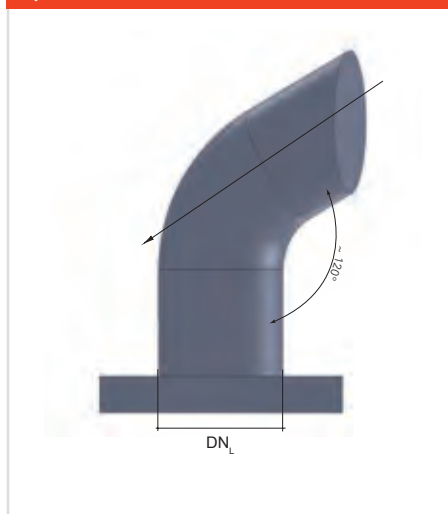
- DN_A średnica nominalna wylotu zaworu bezpieczeństwa
- DN_L średnica nominalna przewodu wydmuchowego zaworu bezpieczeństwa (zalecenie: $DN_A + 1 \times$ powiększenie średnicy nominalnej)
- DN_E średnica nominalna odwodnienia (zalecenie: DN 15 do DN 25)
- EXR niecentryczna redukcja średnicy nominalnej

Wskazówka odnośnie wyprowadzenia ponad dach

Przepust dachowy z izolowaną akustycznie i termicznie tuleją przesuwą (pionowe łożysko ślizgowe) oraz ochroną (kołnierzem) przed deszczem;

Wylot jednostronny lub dwustronny pod kątem rozwartym (patrz rys. D.8.5.5-2/3/4):

Rys. D.8.5.5-2 Wariant A



Z preferowaną wersją B;

W przypadku wyboru wariantu A przy konstruowaniu przepustu dachowego należy uwzględnić moment gnący od siły odrzutu F_R ;

Wariant C

Przepust ścienny z izolowaną akustycznie i termicznie tuleją przesuwą (poziome łożysko ślizgowe).

Wady:

Przewidzieć instalację tłumika hałasu wzgl. przygotowanie do jego późniejszego zainstalowania.

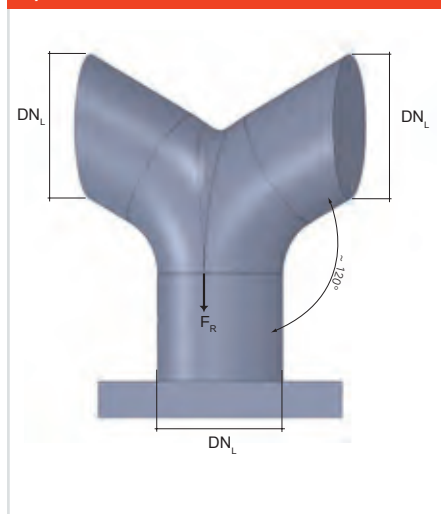
Zwiększa moment gnący, działający na „pionowe ramię rurociągu”.

Wskazówka odnośnie konieczności uwzględnienia dodatkowych standardów

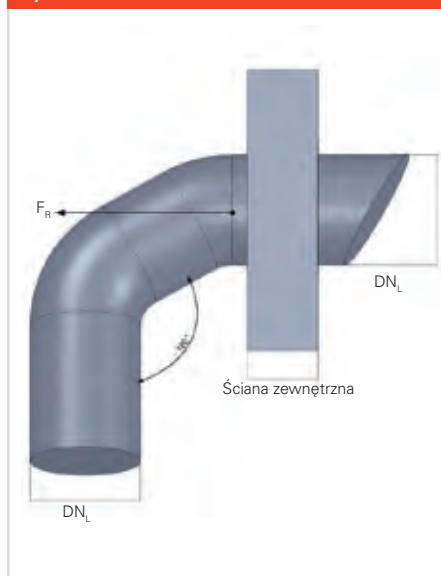
TRD 421, szczególnie punkt 6 oraz

DIN EN 12953-8, szczególnie punkt 4.2;

Rys. D.8.5.5-3 Wariant B



Rys. D.8.5.5-4 Wariant C



D.8.5.6 Przewody paliwa

A) Informacje ogólne

- Rozważane będą rurociągi oleju opałowego ekstrakcyjnego i gazu ziemnego (E) od wprowadzenia do kotłowni aż do zaworu armatury przypalnikowej;
- Wykonanie i wymiarowanie przyłącza odpowiednio do wymagań dla stosowanego palnika (gazowego i/lub olejowego) i mocy cieplnej palnika, według punktu D.3.3.1;
- Wymiarowanie przewodów doprowadzających paliwo z uwzględnieniem zalecanych wartości i prędkości przepływu wg punktów D.8.3.1 i D.8.3.2;
- Przewód oleju opałowego należy wykonać jako tzw. przewód pierścieniowy, z obiektowego zbiornika oleju opałowego do palnika i z powrotem do zbiornika oleju opałowego. Krążący w przewodzie pierścieniowym olej opałowy jest utrzymywany pod stałym ciśnieniem 1,0 do 2,5 bar, przez odpowiednio dobrane zawory regulacji ciśnienia;
- Zaleca się zwymiarować przewód pierścieniowy większy 1,5-2,5 krotnie (zależnie do wielkości instalacji) od wymaganego dla obliczonego zapotrzebowania paliwa $\dot{B}_g$. Dla tak powiększonego strumienia paliwa należy dobrać pompę paliwa;
- Przyłączenie przewodu pierścieniowego do palnika należy wykonać poprzez odpowiednio zaprojektowany tzw. separator gazu/powietrza;
- Przewody odpowietrzające i spustowe (zalecana średnica DN 15 do DN 20) należy doprowadzić w sposób kontrolowany (z uwzględnieniem przepisów o ochronie wód) do zamkniętych zbiorników (np. zbiornika resztkowego) i doprowadzić do ponownego wykorzystania (przez przepompowanie);
- Przewody odpowietrzające i wydmychowe ścieżki gazowej należy wyprowadzić osobno, zgodnie z wymaganiami producenta, ze stałym nachyleniem na zewnątrz (preferowane wyprowadzenie „przez ścianę”).
- Jeśli w przewodzie gazowym konieczne są odwodnienia (ew. z uwagi na możliwe skropliny w gazie), to wypływający gaz należy również wyprowadzić bezpiecznie.;

- Podparcia rurociągów i ich rozstaw wykonać analogicznie do podanego w punkcie D.8.4;
- Spodziewane naturalne zmiany kierunku trasy rurociągów gwarantują kompensację wydłużeń nawet dla mało prawdopodobnych temperatur otoczenia $> 40^{\circ}\text{C}$.

B) Specjalne wskazówki dla przewodów ekstrakcyjnego oleju opałowego (HEL)

- Zgodnie z dyrektywą PED 97/23/EG medium to (HEL) jest zaliczane do grupy 2;
- Dla spodziewanych wartości ciśnień $\leq 3,0$ bar i średnic rurociągów znacznie $< \text{DN } 100$ rurociąg należy wykonać według Artykułu 3, ustęp 3, cytując: „... zgodnie z dobrą praktyką inżynierską...” (patrz również „Wskazówki” w punkcie D.8.1.3);
- Wymóg wykonania według „dobrej” praktyki inżynierskiej uważa się za spełniony przy dodatkowym uwzględnieniu i zastosowaniu:
Przepisów technicznych TRD 411 – Instalacja spalania oleju w kotłach parowych, szczególnie punktów 6.1, 6.2, 6.3 i 7.1 – Zabezpieczające urządzenia odcinające, oraz: DIN EN 12953-7, szczególnie punktów 4.2 i 4.3 z wskazaniem na DIN EN 267 – Palniki olejowe wentylatorowe.

C) Specjalne wskazówki odnośnie przewodów gazowych

- Zgodnie z dyrektywą PED 97/23/EG medium (gaz ziemny E) jest zaliczane do grupy 1;
- Przy spodziewanych ciśnieniach $\leq 4,0$ bar i oczekiwanych średnicach rurociągu $> \text{DN } 25$ do $\leq \text{DN } 350$ instalację rurociągową należy wykonać według kategorii I do II względnie kategorii III dla średnic nominalnych $> \text{DN } 350$ (patrz również „Wskazówki” w punkcie D.8.1.3);
- Dodatkowo uwzględnić przepisy techniczne TRD 412 – Instalacje spalania gazu w kotłach parowych, szczególnie punkty 4 i 5.1 – Urządzenia odcinające poza kotłownią, oraz DIN EN 12953-7, zwłaszcza punkty 4.2 i 4.3 ze wskazaniem na DIN EN 676 – Palniki wentylatorowe na paliwa gazowe.

D.8.5.7 Ścieki i podłogowe systemy odwodnień

Powstające w kotłowni parowej ścieki należy bezpiecznie i zgodnie z zasadami techniki odprowadzać do centralnego systemu ściekowego (kanalizacji) obiektu. W tym celu w projekcie należy w opisanych dalej miejscach występowania ścieków przewidzieć odpowiednie systemy kanalizacji ściekowej. Spadek rurociągów odprowadzających (podziemnych) należy przyjąć min. 1:50 (2 cm/m) w kierunku przepływu.

A) Kocioł parowy

Usytuowanie na końcu kotła parowego, około 500 mm z prawej (patrząc od palnika) przy podstawie kotła z średnicą wpustu DN 100, do odprowadzania:

- kondensatów ze spalin (krótkotrwale, w fazie „zimnego startu” kotłowni parowej);
Uwaga: (patrz również punkt D.2.3.3), kondensat ze spalin z odczynem $\text{pH} < 6,5$ należy zasadniczo przed odprowadzeniem zneutralizować w zaprojektowanej instalacji neutralizującej;
- kondensatu z przewodu wydmuchowego zaworu bezpieczeństwa;
- odpowietrzeń i spustów przewodów wody zasilającej;
- odpowietrzenia kotła parowego;
- przewodów wydmuchowych i odwadniających łącznika zbiorczego, rozdzielaczy i wodowskazów;
- odwodnienia ścieków z chłodnicy próbek (nieciągłe, maksymalnie raz na zmianę roboczą $8 \text{ h} \leq 0,25 \text{ l/s}$);
- odpowietrzenia/spustu podgrzewacza wody.

B) Naczynie kondensatu –

zbiornika wody zasilającej

Usytuowanie w zależności od przyjętego rozplanowania (plan ustawienia) bezpośrednio przy wylocie przewodu przelewowego, z zalecanym punktem wejścia $\geq \text{DN } 100$ do $\leq \text{DN } 125$, zależnie od wielkości instalacji, do odprowadzania:

- nadmiaru wody zasilającej^{a)},
- wody przy koniecznych przeglądach i naprawach z opróżnienia naczyń i zbiorników^{b)},
- kondensatu z przewodu wydmuchowego zaworu bezpieczeństwa,
- z przewodów wydmuchowych i odwadniających wskaźników poziomu,
- odwadniania (opróżniania) przewodu ssawnego wody zasilającej,
- odwadniania i opróżniania pomp zasilających.

Wskazówka

Punkty wejścia do instalacji podłogowej winny ponadto odbierać inne ścieki (np. wodę z mycia posadzki).

^{a)} maksymalne oczekiwane ilości wody przelewowej w kg/h
 $\leq 0,5 \times \dot{m}_{\text{FD}}$ (gdzie $\dot{m}_{\text{FD}}$ wydajność kotła parowego w kg/h)

^{b)} patrz rys. D.4.1.2-1

D.8 Rurociągi

C) Schładzacz mieszający – rozprężacz odsolin

Usytuowanie w zależności od przyjętego rozplanowania (plan ustawienia) bezpośrednio przy wylocie przewodu odpływowego schładzacza mieszającego z zalecanym punktem wejścia $\geq$ DN100 do $\leq$ DN150 zależnie od wielkości instalacji, do odprowadzania:

- wody, w razie konieczności opróżniania zbiorników (schładzacza mieszającego^{a)} i/lub rozprężacza odsolin);
- wody, w razie konieczności opróżniania kotła parowego;
- ciągłego strumienia ścieków ze schładzacza mieszającego ($\dot{m}_A$ w kg/h) (patrz także punkt D.7.1) zależnie od wydajności kotła parowego ($\dot{m}_{FD}$ w kg/h), niezbędnego strumienia odsolin (A w %), temperatury odsolin (T_A w °C) na wlocie do schładzacza mieszającego, założonej temperatury ścieków ($T_{AW/K}$ w °C) na wylocie ze schładzacza mieszającego, oraz temperatury wody chłodzącej na wlocie do schładzacza mieszającego, ze wzoru:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{FD} \times \frac{A}{100} \left(1 + \frac{(T_A - T_{AW/K})}{(T_{AW/K} - T_{KW})} \right) \text{ (kg/h)}$$

(z pominięciem występującego nieciągłego strumienia odmulin ($\dot{m}_o$))

na przykład:

$$\dot{m}_{FD} = 25\,000 \text{ kg/h};$$

$$A = 5\%$$

$$T_A = 105^\circ\text{C}$$

$$T_{AW/K} = 30^\circ\text{C}$$

$$T_{KW} = 15^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m}_A \approx 7\,500 \text{ kg/h}$$

jak poprzednio, jednakże z:

$$\dot{m}_{FD} = 4\,000 \text{ kg/h}; \Rightarrow \dot{m}_A \approx 1\,200 \text{ kg/h}$$

jak poprzednio,

jednakże z maks. $3 \times 25\,000 \text{ kg/h}$;

$$\dot{m}_A \approx 22\,500 \text{ kg/h}$$

Uwaga do przykładów obliczeń:

Mają one bardziej poglądowo objaśnić zalecany na wstępie zakres średnic nominalnych DN.

Przy strumieniu odsolin A > 3% do $\leq$ 6%

i przy maksymalnej wydajności kotła parowego

($\dot{m}_{FD} \geq 25$ do $\leq 75 \text{ t/h}$) zaleca się powiększyć

wielkość punktu wejścia do DN 150

i/lub zastosować dodatkową chłodnicę odsolin

(odzysk ciepła), zgodnie z obliczeniem amortyzacji

w punkcie D.7.1, w celu minimalizacji

niezbędnego zużycia wody chłodzącej.

^{a)} Pojemności aparatów i zbiorników
patrz punkt D.7.1/D.7.2

D) System Chemicznego uzdatniania wody (CWA)

Usytuowanie w zależności od przyjętego rozplanowania (plan ustawienia) bezpośrednio (ok. 500 mm) w kierunku przepływu przed „wolnym” przyłączem ścieków, z zalecaną średnicą punktu wejścia $\geq$ DN 100 do $\leq$ DN 125 zależnie od wielkości instalacji CWA, do odprowadzania okresowo występujących ścieków z regeneracji jonitu raz na zmianę roboczą 7-8 h, przy ruchu z pełnym obciążeniem) w ilościach według poniższej tabeli (orientacyjnie):

Rys. D.8.5.7-1 Ilość ścieków z uzdatniania chemicznego

Typowielkość (patrz karta katalogowa Viessmann)	60	120	200	320	400	500
Ilość wody płuczającej na regenerację (m³)	0,11	0,22	0,375	0,6	0,75	0,9
Przepływ wody płuczającej (m³/h)	0,3	0,5	0,5	0,9	0,9	1,2

Rys. D.8.5.7-2 Ilość ścieków z uzdatniania chemicznego

Typowielkość (patrz karta katalogowa Viessmann)	600	800	1 000	1 400	3 000	4 500
Ilość wody płuczającej na regenerację (m³)	1,1	1,42	1,82	2,55	5,5	8,0
Przepływ wody płuczającej (m³/h)	1,6	1,6	2,7	2,7	5,8	7,5

E) Odniesienia do rozporządzeń

Przy projektowaniu centralnego systemu ściekowego należy w przypadku spalania oleju podjąć odpowiednie zabiegi, zapobiegające przedostaniu się oleju do systemu ściekowego (w razie awarii, przecieków, nieszczelności, itp.), na przykład przez zastosowanie wpustów podłogowych z odolejaczem.

Z zasady należy uwzględnić wymagania norm, jak:

- DIN 1986 – Urządzenia odwadniające dla budynków i posesji, w powiązaniu z DIN EN 752 i DIN EN 12056;
- DIN 1999 – Separatory oleju, w powiązaniu z DIN EN 858;
- DIN 4043 – Separatory dla cieczy lekkich (odolejające oleju opałowego).



Instalacja odprowadzania spalin

Instalacja odprowadzania spalin, przyłączona do króćca wylotowego spalin kotła parowego, składa się zazwyczaj z przewodu spalin, prowadzonego ze stałym wzniosem w kierunku ku kominowi z wbudowanymi elementami do podłączenia systemu kominowego (komina).

Wbudowanymi elementami instalacji są niezbędne kolana wzgl. łuki, kompensatory, tłumiki hałasu i zasuwki kominowe do odcinania kotła parowego, wzgl. regulacji ciśnienia spalin (regulacji ciśnienia w komorze spalania).

Instalacje odprowadzania spalin należy projektować zgodnie z przepisami krajowymi i lokalnymi, oraz odnośnymi normami. Ogólne wymagania dla instalacji odprowadzania spalin w budynkach są ustalone w normie PN-EN 1443:2005. Wykonanie musi być zgodne z obowiązującym krajowym prawem budowlanym*, normą DIN 18160 oraz przepisami technicznymi TRD 403 punkt 7.

*) Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002 r. z późniejszymi zmianami w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.

Dla kominów wolnostojących, obok przepisów prawa budowlanego obowiązują normy DIN 1056, DIN 4133 oraz PN-EN 13084-1:2007. Obliczenia przepływowe należy wykonywać w oparciu o normy PN-EN 13384-1:2015, PN-EN 13384-2:2015, względnie PN-EN 13084-1:2007 (dla kominów wolnostojących).

Poniższe punkty zawierają ogólne zalecenia dla wykonania instalacji odprowadzania spalin, gwarantującej bezzakłócenie działanie spalania w kotle.

Nieprzestrzeganie podanych zasad może powodować poważne problemy eksploatacyjne. Są nimi uciążliwe zjawiska akustyczne, zakłócenia stabilności spalania lub nasilone vibracje elementów instalacji.

D.9.1 Wskazówki projektowe i wykonawcze dla przewodów połączeniowych

Spaliny z kotła należy odprowadzić z możliwie małymi stratami ciśnienia i ciepła, jak najkrótszą drogą do kominu. Dlatego przewody połączeniowe powinny stawiać jak najmniej opór przepływu (proste, krótkie, wznoszące się, bez niepotrzebnych zmian kierunku (patrz [A2])) i posiadać izolację cieplną.

Występujące wydłużenia cieplne i siły oddziaływań na komin zaleca się kompensować przez zastosowanie kompensatorów (tu, z uwagi na pomijalnie małe siły oddziaływań preferuje się stosowanie kompensatorów tkaninowych) lub za pomocą tzw „luźnego rdzenia” stabilizowanego izolacją..

Z uwagi na dobrą odporność na wibracje i ciśnienia zaleca się stosowanie rur (rury spawane wg DIN EN 10217-2 i/lub walcowane) w zakresie grubości ścianek $\geq 4,0$ do $\leq 8,0$ mm.

Średnicę wewnętrzną (średnica nominalna przełotu) przewodu spalin (przewodu połączeniowego) należy dobrać wg norm PN-EN 13384-1:2015-05 – Część 1 lub PN-EN 13384-2:2015-05 – Część 2. Natomiast samo podłączenie powinno zostać dostosowane do średnicy króćca wylotowego spalin na kotle parowym. (patrz rys . D.9.1-1).

- Zmiany kierunku przewodów połączeniowych należy wykonać odpowiednimi łukami ($\leq 90^\circ$);
- unikać przewodów połączeniowych z wieloma łukami, gdyż wpływają one negatywnie na powstawanie hałasu powietrznego i materiałowego oraz przeciwcisnienia;
- Przy niezbędnych zmianach przekroju (zwężenia/poszerzenia, przejście z przekroju okrągłego na prostokątny, np. na połączeniu z tłumikiem hałasu lub kominem) zaleca się zachowanie kąta przejścia $\leq 30^\circ$;
- Materiał przewodów połączeniowych (łącznie z wbudowanymi elementami) musi być dostosowany do pracy w temperaturze spalin do 350°C .

Rys. D.9.1-1 Średnice przyłączy spalin kotłów parowych Vitomax

Wydajność kotła parowego ($\dot{m}_{\text{pD}}$) (t/h)	0,7 do 0,9	1,15 do 1,4	1,75 do 2,3	2,9 do 3,8	4,0 do 5,0	6,0 o 7,0	8,0 do 10,0	11,0 do 12,0	14,0 do 16,0	18,0 do 20,0	22,0 do 25,0
Średnica wewnętrzna króćca spalin (mm)	240	290	340	440	600	700	800	900	1000	1100	1200

D.9 Instalacja odprowadzania spalin

Wskazówka

Przy zamierzonym obniżeniu temperatury spalin poniżej temperatury punktu rosy (technika kondensacyjna) – patrz punkt D.2.3.3), Media^{a)} – oczekiwane temperatury „trwale” < 90°C i przy zawartości siarki w paliwie > 0,2 procent wagowych, konieczne jest zastosowanie materiałów odpornych na korozję (stali szlachetnych), (DIN 51603).

- Przy projektowaniu należy zadbać, aby powstający kondensat na całej długości przewodów spalin (łącznie z samym kominem) mógł spływać bez przeszkód i był poddawany neutralizacji zgodnie z instrukcją roboczą ATV 251 i usuwany zgodnie z lokalnymi przepisami;
- Celem uniemożliwienia wydostawania się spalin przez króćce odwadniające, zaleca się ich „zasyfonowanie” z ok. 100 mm słupa wody;
- Należy uniemożliwić uszkodzenia wskutek zamarznięcia podczas postoju instalacji przy ujemnych temperaturach otoczenia;
- Otwory wyczystkowe należy zaprojektować zgodnie z DIN 18160-1 i DIN 18160-5 oraz przepisami IVS 105, a ich położenie uzgodnić z właściwym mistrzem kominarskim;
- Podparcia przewodów (wymagane rozstawy podpór) należy dobrać na podstawie obliczeń wytrzymałościowych lub na podstawie wytycznych atalogowych producenta. Zaleca się stosowanie podpór

ślizgowych (wykonanych jako tzw. łoże siodłowe dla średnic nominalnych > DN 800) i/lub podpór ślizgowych sprężystych (patrz też punkt D.8.4);

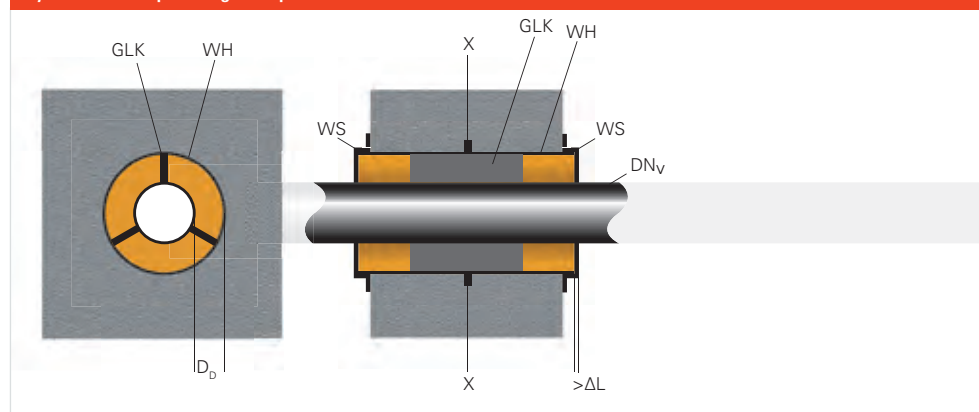
- Przyłącza pomiarowe (punkty pomiaru emisji) należy przewidzieć w odpowiednim miejscu. Wymagany regulacją VDI 4200 pobór próbek spalin należy wykonać z uwzględnieniem ew. wymagań lokalnych władz.
- W przypadku zainstalowania kłapy spalin (jak wspomniano na wstępie punktu D.9) należy zainstalować łącznik krańcowy, kontrolujący położenie „Kłapa otwarta” i wpięty w obwód sterowania kotła parowego.

Wskazówka

Zblokowanie kłapy ze sterowaniem palnika. Otwarta kłapa jest warunkiem uruchomienia kotła parowego. Położenie krańcowe „Kłapa zamknięta” należy ustawić tak, aby po wyłączeniu kotła kłapa nie zamykała się od razu całkowicie (otwarcie ok. 5%) umożliwiając odprowadzenie do komina ciepła, zakumulowanego w komorze spalania.

- Przepusty ścienne wykonać jako podpory ślizgowe z rurą osłonową i płozami, izolowane cieplnie i zabezpieczone przed wpływami atmosferycznymi. W przypadku modułowych systemów kominowych należy zastosować systemowe przejście przez ścianę oferowane przez producenta systemu kominowego (patrz rys. D.9.1-2).

Rys. D.9.1-2 Podpora ślizgowa z płozami



Legenda:

WH – rura osłonowa, zakotwiczona w ścianie w punkcie x)

DN_v – Średnica nominalna przewodu spalin (rury)

D₀ – wymagana grubość izolacji

WS – osłona przed wpływami atmosferycznymi

ΔL – zakres przesunięć rury

GLK – płoza (3 × 120°)

^{a)} Założenie, oczekiwane temperatury mediów Δ temperatury wody zasilającej na wlocie do podgrzewacza wody (ECO typu 100 i/lub typu 200)

D.9.2 Wymiarowanie instalacji odprowadzania spalin

- Podstawą obliczeń przypryływowych są normy PN-EN 13384-1:2015-05 oraz PN-EN 13384-2:2015-05 względnie PN-EN 13084-1:2007;
- W celu minimalizacji szumów przepływu w instalacji odprowadzania spalin, prędkość przepływu nie powinna przy ruchu z pełnym obciążeniem i roboczym strumieniu spalin [w m³/h], przekraczać stosowanych w praktyce wartości 12 do 15 m/s;
- Palnik dobiera się tak, by mógł on pokonać opory przepływu spalin w kotle parowym, łącznie z podgrzewaczem wody i oczekiwany oporami przepływu przewodu spalin i tłumika szumów przepływu (patrz rys. D.9.2-1 oraz D.9.2-2 Opory przepływu kotłów parowych), aby na króćcu wlotowym komina panowało ciśnienie ciągu 0 mbar (z zalecanym lekkim nadciśnieniem do 1 mbar).

Opory przepływu spalin (Δp_{HG}) w zależności od wydajności kotła parowego ($\dot{m}_{FD}$) z podgrzewacza wody z lub bez, dla typu kotła:

Dla komina wolnostojącego wg DIN EN 13084-1 producent musi sporządzić odpowiednie obliczenia statyczne. Wynikające z nich siły poprzeczne i momenty na stopie komina są podstawą do opracowywanych przez projektanta (inwestora) obliczeń stateczności komina (wymiarowanie niezbędnych koszy kotwowych i fundamentów, dostarczenie przez inwestora ekspertyzy warunków posadowienia w miejscu ustawienia).

Wskazówka

Element kotwiący (kosz) służy do statycznie stabilnego zamocowania śrubami kotwowymi komina do fundamentu z przyłączeniem uziemienia (instalacji odgromowej komina) do wykonanego przez inwestora systemu uziemienia.

Rys. D.9.2-1 Kocioł typu M237/M73A

M73A $\dot{m}_{FD}$ [t/h]	$\Delta p_{HG}^{a)}$ [mbar]	
	z ECO 200	bez ECO
0,5	5	4,5
0,7	6	5
1,0	8	6,5
1,3	9,5	7,5
1,65	11	9,5
2,0	12	10,5
2,5	13,5	11
3,2	14	12
4,0	16	13

Wartości orientacyjne, dokładne dane patrz karta katalogowa

Rys. D.9.2-2 Kocioł typu M75A

M 75A $\dot{m}_{FD}$ [t/h]	$\Delta p_{HG}^{a)}$ [mbar]	
	z ECO 200	bez ECO
5	10	17
6	11	16
7	11	15
9	12	17
10	13	18
12	15	17
14	15	17
17	17	18
22	18	15
25	18	14
20,0	18,5	14,5
22,0	18,5	14,0
25,0	18,5	14,0

Wartości orientacyjne, dokładne dane patrz karta katalogowa

^{a)} Założenie, plus każdorazowo ok. 1,5 do 5,0 mbar na wbudowane elementy, łącznie z tłumikiem szumów przepływu przy prędkościach przepływu 10,0 do 15 m/s.

D.9 Instalacja odprowadzania spalin

D.9.3 Wykonanie komina i podłączenia do komina

Kominy wolnostojące wykonywane są z rury z zewnętrzną konstrukcją podtrzymującą (z blachy stalowej) z wewnętrznym, izolowanym cieplnie przewodem spalin (z nierdzewnej stali stopowej).

- Przewody połączeniowe spalin należy wpiąć i przyłączyć do komina pod kątem $\geq 30^\circ$ do $\leq 45^\circ$;
- W przypadku konstrukcji z wieloma połączeniami należy unikać wpięć naprzeciwległych i na tej samej wysokości komina (patrz dalej w punkcie D.9.4);
- Wszelkie osprzęty obecne w otworze komina powinny zapewniać swobodny wypływ strumienia spalin;
- Dla każdego kotła parowego należy wykonać osobny komin.

Wskazówki

W przypadku kominów wieloprzewodowych z tylko jedną rurą nośną i wieloma wewnętrznymi, izolowanymi cieplnie przewodami spalin, wysokość komina ustala się zasadniczo, na podstawie przepisów TA-Luft, dla:

- instalacji niewymagających pozwolenia (rozporządzenie 1. BimSchV) – rejonowy mistrz kominiański a dla
- instalacji wymagających pozwolenia (rozporządzenie 4./13. BimSchV) – urząd krajowy, właściwy dla ochrony zdrowia i bezpieczeństwa technicznego (LAGetSi) względnie właściwy urząd nadzoru przemysłowego, na podstawie sporządzonej opinii o wpływie na środowisko.

Komin (oraz instalację odprowadzania spalin) projektuje się na podstawie parametrów spalin dla danej kotłowni parowej, jak strumień objętościowy spalin ($\dot{V}_{ABG}$ w m^3/h), temperatura spalin (w $^\circ C$) i warunki ciśnieniowe (nadciśnienie) w mbar w przewodzie spalin i koniecznym podciśnieniu w mbar na wlocie komina, przy strumieniu objętościowym spalin ($\dot{V}_{ABG}$) wyznaczonym z wzoru:

$$\dot{V}_{ABG} = \frac{\dot{m}_{FD} \times R}{\rho_{ABG}} \times (1 + 0,00367 \times T_{ABG})^{a)} \quad [m^3/h]$$

gdzie:

- $\dot{m}_{FD}$ znamionowy strumień masowy pary świeżej (wydajność) kotła parowego w (kg/h)
- ρ_{ABG} średnia gęstość spalin według [L4] $\approx 1,345 \text{ kg/Nm}^3$
- R bezwymiarowy współczynnik do wyznaczenia strumienia spalin wg karty katalogowej Vitomax 200 HS (patrz tabela na Rys. D.9.4-1 i Rys. D.9.4-2)
- T_{ABG} temperatura spalin w $^\circ C$ (patrz tabela na Rys. D.9.4-1 i Rys. D.9.4-2) w zależności od ciśnienia roboczego pary przy pracy z podgrzewaczem wody lub bez.

^{a)} Wyrażenie w nawiasach, przeliczenie normalnego strumienia objętościowego na roboczy strumień objętościowy, z pominięciem ciśnień roboczych.

Rys. D.9.4-1 Vitomax 200-HS, Typ M237/M73A

Ciśnienie robocze $[p_g]$ w bar	Vitomax 200-HS, Typ M237/M73A					
	R $[-]^a$			T_{ABG} w $[^{\circ}\text{C}]^{b)}$		
	bez ECO	z Eco 100	z Eco 200	bez ECO	z Eco 100	z Eco 200
6,0	1,094	1,053	1,032	246	168	126
8,0	1,105	1,060	1,038	256	172	127
10,0	1,1135	1,065	1,042	265	174	129
13,0	1,1235	1,070	1,0475	276	178	132
16,0	1,132	1,075	1,052	284	182	135
18,0	1,137	1,078	1,0535	290	184	137
20,0	1,141	1,081	1,0565	295	187	139
22,0	1,144	1,083	1,058	299	190	141
25,0	1,148	1,086	1,061	308	194	145

Rys. D.9.4-2 Vitomax 200-HS, Typ M75A

Ciśnienie robocze $[p_g]$ w bar	Vitomax 200-HS, Typ M75A					
	R $[-]^a$			T_{ABG} w $[^{\circ}\text{C}]^{b)}$		
	bez ECO	z Eco 100	z Eco 200	bez ECO	z Eco 100	z Eco 200
6,0	1,083	1,0525	1,030	226	168	126
8,0	1,094	1,058	1,037	235	172	128
10,0	1,100	1,063	1,0415	246	174	131
13,0	1,109	1,068	1,045	254	177	133
16,0	1,1175	1,073	1,0485	264	182	136
18,0	1,1235	1,076	1,0525	272	184	138
20,0	1,1265	1,078	1,053	275	187	140
22,0	1,130	1,081	1,054	278	190	142
25,0	1,134	1,084	1,056	287	194	145

Uwaga:
Wartości pośrednie
interpolować liniowo.

^{a)} Wartości uśrednione do projektowania instalacji odprowadzania spalin wg DIN EN 13384

^{b)} Przy pełnym obciążeniu (100%), 3% O_2 – w spalinach i temperaturze wody zasilającej 102°C

D.9 Instalacja odprowadzania spalin

D.9.4 Wspólne instalacje odprowadzania spalin, łączenie strumieni spalin

Kilka kotłów parowych (palenisk) wolno przyłączyć do wspólnej instalacji odprowadzania spalin z uwzględnieniem normy DIN EN 12953-7 tylko wtedy, gdy kocioł parowy wraz ze swoim paleniskiem/palnikiem nadaje się do takiego sposobu prowadzenia ruchu i dodatkowo spełnione są wymienione niżej wymagania:

- Instalacja zwymiarowana jest odpowiednio do bezpiecznego odprowadzania spalin w każdym stanie roboczym i pod każdym obciążeniem;
- W instalacjach pracujących z nadciśnieniem uniemożliwione jest cofanie się spalin do kotłów parowych wyłączonych z ruchu, np. przez szczelnie zamykające się kłapy spalin;
- Stałe warunki ciśnieniowe pod każdym obciążeniem w komorach spalania wszystkich przyłączonych kotłów parowych;
- Minimalne prędkości przepływu spalin zgodne z DIN EN 13084-1 ($w_{\min} \approx 0,5 \text{ m/s}$).

Łączenia strumieni spalin należy jednak unikać, gdyż przy znacznym zmniejszeniu obciążenia, np. do $\leq 30\%$ może dojść do osłabienia wytwarzania podciśnienia w kominie. Spaliny nie wypełniają wtedy komina całkowicie i może do niego dostawać się „zimne” powietrze.

Jeśli mimo to zastosuje się łączenie strumieni spalin, to należy zadbać, aby strumienie spalin łączyły się współprądowo w tzw. „trójkątnik” (Rys. D.9.4-1):

Zaprojektowana instalacja kominowa musi zapewniać stabilne działanie, z uwzględnieniem oczekiwanych dla danej lokalizacji danych meteorologicznych w powiązaniu z parametrami kotłowej. W ramach projektu należy przeprowadzić obliczenia kontrolne ciągu kominowego wg norm PN-EN 13384-2:2015-05 i/lub DIN 4705.

Poniższe dane techniczne muszą być przestrzegane na etapie projektu dla (jeśli dotyczy) już wybranego systemu kominowego, skupiając się tutaj na oficjalnej specyfikacji dotyczącej:

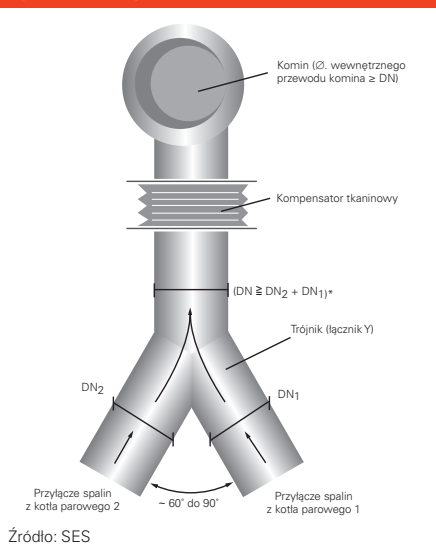
- dotrzymania wartości emisji hałasu;
- wysokości komina ponad poziom terenu;
- prognoz emisji zanieczyszczeń wg przepisów TA-Luft.

Wskazówka

Do wspólnych instalacji odprowadzania spalin nie wolno przyłączać:

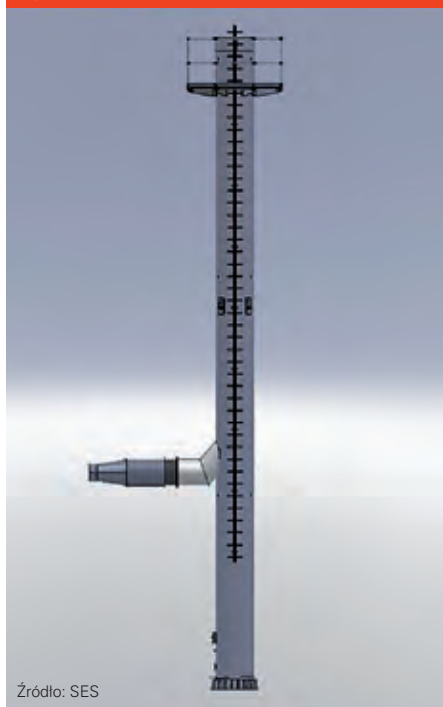
- kotłów parowych z temperaturami spalin $> 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- kotłów ze spalaniem gazu płynnego
- kotłów wyposażonych w wentylatory, jeśli nie wszystkie kotły parowe ustawione są w tym samym pomieszczeniu.

Rys. D.9.4-1 Trójnik



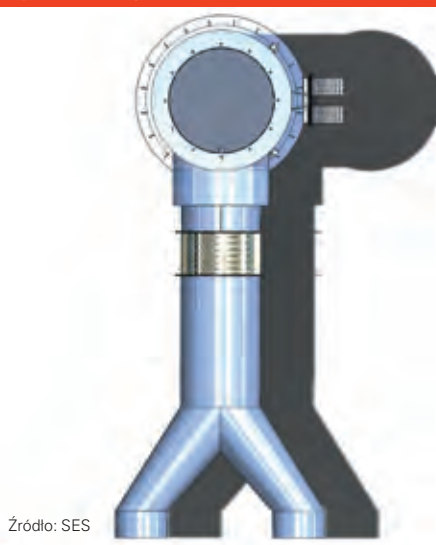
Źródło: SES

Rys. D.9.4-4 Komin



Źródło: SES

Rys. D.9.4-2 Trójnik



Źródło: SES

Rys. D.9.4-5 Stopa komin



Rys. D.9.4-3 Wpięcie do komin



Źródło: SES

Legenda:

- ① Komin
(Ø wewnętrznego przewodu komin ≥ DN)^{a)}
- ② Kompensator tkaninowy
- ③ Trójnik
- DE₁ Przylącze spalin z kotła parowego 1
- DE₂ Przylącze spalin z kotła parowego 2

*) wykonać zgodnie z obowiązującymi przepisami Rozporządzenia Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie z późniejszymi zmianami.

^{a)} DN ≥ DE₁ + DE₂



Potrzeby własne kotłowni

Nawiązując do punktu C.11 omówiony zostanie sposób określenia zapotrzebowania energii cieplnej i elektrycznej na potrzeby własne.

Poniżej podano odpowiednie dane, jako wartości wskaźnikowe oraz wskazówki odnośnie możliwych sposobów obliczeń.

D.10.1 Zapotrzebowanie energii elektrycznej na potrzeby własne

Zasilanie elektryczne po stronie inwestora, jest zazwyczaj na poziomie 0,4 kV do 0,6 kV z częstotliwością 50 Hz z doprowadzeniem do centralnej szafy rozdzielczej. Świadczenia związane z napięciem zasilania dla wszystkich konsumentów w systemie wytwarzania pary

są regulowane po stronie producenta ze wspomnianego wyżej centralnego panelu sterowania systemu. O konieczności rezerwowania zasilania w przypadku wymagania nieprzerwanego zasilania parą (na przykład w szpitalach) inwestor winien zdecydować jeszcze w fazie przygotowywania projektu.

Celem zapewnienia zasilania kotłowni parowej zgodnie z potrzebami, należy sporządzić odpowiednie zestawienie (patrz tabela na Rys. D.10.1-1 poniżej).

Rys. D.10.1-1 Lista odbiorników elektrycznych

L.p.	Odbiorca (urządzenie)	Ilość (szt.)	Napięcie (V)	Moc (VA)	Sygnał sterujący	Uwagi
1.0 Urządzenia ^{a)}						
1.1	Palnik, typ:				4 - 20 mA	z PCz i/lub bez ^{b)}
1.2	Wentylator powietrza do spalania, typ:					z PCz i/lub bez ^{b)}
1.3	Wentylator recyrkulacji spalin, typ:					z PCz i/lub bez ^{b)}
1.4	Pompa zasilająca kotła, typ:			c)		z PCz i/lub bez ^{b)}
1.5	Pompa kondensatu (system otwarty), typ:			c)		
1.6	Pompa kondensatu (system zamknięty), typ:			c)		z PCz i/lub bez ^{b)}
1.7	Pompa oleju opałowego, typ					
1.8	Podgrzewacz oleju opałowego, typ					tylko przy oleju ciężkim
1.9	Chemiczne uzdatnianie wody łącznie z urządzeniem dozującym (AKPiR), typ				4 - 20 mA	
1.10	Termiczne uzdatnianie wody (AKPiR), typ				4 - 20 mA	
1.11	Schładzacz mieszający (AKPiR), typ				4 - 20 mA	
itd.	(w razie potrzeby poszerzyć listę)					
2.0 Napędy nastawcze ^{a)}						
2.1	Kłapa spalin				4 - 20 mA	Typ: Marka:
2.2	Zawór regulacyjny wody zasilającej				4 - 20 mA	Typ: Marka:
2.3	Zawór mieszający przegrzewacza				4 - 20 mA	Typ: Marka: (jeśli dotyczy)
2.4	Zawór/zasuwa pary grzewczej				4 - 20 mA	Typ: Marka:
2.5	Zawór odmulający				4 - 20 mA	Typ: Marka:
itd.	(w razie potrzeby poszerzyć listę)					

^{a)} Wszystkie urządzenia (silniki, zasuw, zawory itp.) oraz układy automatyki (automatyka przełączająca, regulatory i łączniki napięć sterujących wykonać z sygnalizacją zwrotną stanów „ZAŁ.” i „WYŁ.” wzgl. „Otwarty” i „Zamknięty”

^{b)} W przypadku stosowania przetwor-
nic częstotliwości (PCz) wyeliminowa-
wać zakłócanie sieci przez wyższe
harmoniczne.

^{c)} Upřednio wyznaczyć wymaga-
ne moce napędu w zależności
od wydajności (patrz punkty
D.6.1 – Pompy zasilające, oraz
D.6.2 – Pompy kondensatu) –
patrz również Rys.D.10.1-3.

D.10 Potrzeby własne kotłowni

Rys. D.10.1-2 Lista odbiorników elektrycznych

L.p.	Odbiorca (urządzenie)	Ilość (szt.)	Napięcie (V)	Moc (VA)	Sygnał sterujący	Uwagi
3.0 Aparatura kontrolno-pomiarowa i regulacyjna (AKPiR)						
3.1	Kocioł parowy				4 - 20 mA	Typ:
3.2	System kondensatu (otwarty)					
3.3	System kondensatu (zamknięty)					
3.4	na zewnątrz: przycisk wyłączania awaryjnego					W pobliżu wejścia do kotłowni
3.5	na zewnątrz: sonda przecieków oleju					Magazyn paliwa inwestora
3.6	na zewnątrz: układ szybkiego odcinania gazu					przed wejściem do kotłowni
3.7	na zewnątrz: układ szybkiego odcinania oleju					Magazyn paliwa inwestora
3.8	na zewnątrz: pomiar zanieczyszczeń w spalinach					komin – jeśli istnieje
itd.	(w razie potrzeby poszerzyć listę)					

4.0 Oświetlenie i wyposażenie techniczne budynku		wykonuje inwestor, od podrozdzielnic zasilającej				
4.1	Oświetlenie ^{a)} kotłowni					
4.2	Oświetlenie awaryjne ^{a)} kotłowni					
4.3	Wentylacja nawiewno-wywiewna kotłowni					jeśli konieczna
itd.	(w razie potrzeby poszerzyć listę)					

5.0 Instalacja odgromowa ^{a)}		wykonuje inwestor, w razie potrzeby				
itd.	(w razie potrzeby poszerzyć listę)					

^{a)} według TRD 403 punkt 10, ze szczególnym wskazaniem na przepisy bezpieczeństwa pracy przy instalacjach i urządzeniach elektrycznych (VBG4).

^{a)} według TRD 403 punkt 11.2 (DIN 57-185; VDE 0185).

Informacje o oczekiwanych mocach elektrycznych (kW) – silnik pompy w zależności od wydajności kotła parowego ($\dot{m}_{FD}$) i nadciśnienia roboczego (p_B)

Rys. D.10.1-3 Przegląd oczekiwanej mocy elektrycznej

p_B	$\dot{m}_{FD}$ w [t/h]									
bar	0,7	0,8	1,0	1,3	1,65	2,3	2,9	3,8	4,0	5,0
6	0,25	0,32	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	1,40	1,40	1,80
8	0,33	0,42	0,54	0,66	0,82	1,10	1,36	1,80	1,90	2,30
10	0,41	0,53	0,57	0,82	1,10	1,35	1,70	2,20	1,30	2,90
13	0,53	0,70	0,87	1,10	1,33	1,75	2,20	2,90	3,00	3,80
16	0,66	0,84	1,10	1,30	1,64	2,20	2,70	3,60	3,75	4,70
18	0,74	0,95	1,20	1,50	1,85	2,40	3,00	4,00	4,20	5,30
20	0,82	1,05	1,35	1,65	2,05	2,70	3,40	4,50	4,70	6,00
22	0,90	1,20	1,50	1,80	2,30	3,0	3,70	4,90	5,20	6,40
25	1,03	1,30	1,70	2,10	2,60	3,40	4,30	5,60	6,00	7,30

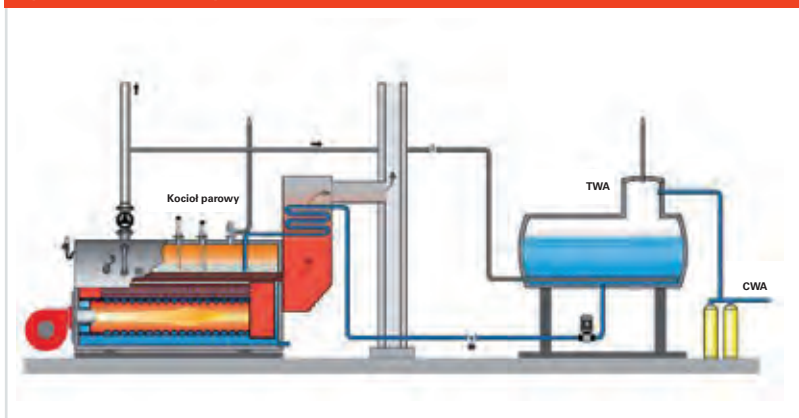
p_B	$\dot{m}_{FD}$ w [t/h]										
bar	6,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0	22,0	25,0
6	2,00	2,50	2,80	3,50	4,00	5,00	6,00	6,00	7,00	8,00	9,00
8	2,80	3,20	3,80	4,70	5,60	6,60	7,50	8,00	9,00	10,00	12,00
10	3,50	4,10	4,70	5,80	7,00	8,20	9,40	11,00	12,00	13,00	15,00
13	4,60	5,30	6,10	7,60	9,00	10,70	12,20	14,00	15,00	17,00	19,00
16	5,60	6,60	7,50	9,40	11,00	13,00	15,00	17,00	19,00	21,00	23,00
18	6,30	7,40	8,40	10,50	12,70	15,00	17,00	19,00	21,00	23,00	26,00
20	7,00	8,20	9,40	12,00	14,00	16,00	19,00	21,00	23,00	26,00	29,00
22	7,70	9,00	10,30	13,00	15,50	18,00	21,00	23,00	26,00	28,00	32,00
25	9,00	10,00	12,00	15,00	18,00	20,00	23,00	26,00	29,00	32,00	37,00

Założenia

- sprawność pompy 75%
- dodatek na moc na sprzęgle pompy 15%
- wartości mocy w zaokrągleniu

D.10 Potrzeby własne kotłowni

Rys. D.10.2-1 Schemat systemu



D.10.2 Zapotrzebowanie energii cieplnej na potrzeby własne

Z bilansu ciepła i masy dla instalacji odgazowania termicznego, przy założeniach

- Bpraca bez skraplacza oparów;
- praca bez chłodnicy wody zasilającej i chłodnicy odsolin;
- praca z rozprężaczem odsolin i wykorzystaniem pary odlotowej;
- ciepło właściwe (c_p) kondensatu = wody zasilającej =
 - stałe $\approx 4,19 \text{ kJ/kgK}$
 - względnie $1,163 \times 10^{-3} \text{ kWh/kgK}$

otrzymujemy wymaganą ilość pary grzewczej ($\dot{m}_{FD/E}$) jako zapotrzebowanie ciepła na potrzeby własne ($\dot{Q}_{FD/E}$) z równania:

$$\dot{Q}_{FD/E} = \dot{Q}_{KON} + \dot{Q}_{zu/spw} + \dot{Q}_{BR\bar{U}} - \dot{Q}_{DR} \text{ [kW]}$$

gdzie

$\dot{Q}_{KON}$ wymagane zapotrzebowanie ciepła w [kW] do podgrzania powracającego kondensatu do temperatury wody zasilającej (T_{spw})
 $\dot{Q}_{KON} = \dot{m}_{KON} \times c_p (T_{spw} - T_{KON})$

$\dot{Q}_{ZU/SPW}$ jak dla $\dot{Q}_{KON}$ jednak do podgrzania wody uzupełniającej (wody zmięczzonej z CWA)
 $\dot{Q}_{zu/spw} = \dot{m}_{zu/spw} \times c_p (T_{spw} - T_{zu/spw})$

$\dot{Q}_{BR\bar{U}}$ ilość ciepła w oparach w [kW] jako ciepło tracone (wylot oparów z odgazowywacza ($\dot{m}_{D/B}$)
 $\dot{Q}_{BR\bar{U}} = \dot{m}_{D/B} \times (h''_{BR\bar{U}} - c_p \times T_{spw})$

$\dot{Q}_{DR}$ odzysk ciepła w [kW] z rozprężacza odsolin
 $\dot{Q}_{DE} = \dot{m}_{D/B} \times (h''_{DR} - c_p \times T_{spw})$

stąd:

$$\dot{m}_{FD/E} \times (h''_{FD} - c_p \times T_{spw}) =$$

$$\dot{m}_{KON} \times c_p \times (T_{spw} - T_{KON}) + \dot{m}_{zu/spw} \times c_p \times (T_{spw} - T_{zu/spw}) + \dot{m}_{D/B} \times (h''_{BRU} - c_p \times T_{spw}) - \dot{m}_{D/R} \times (h''_{DR} - c_p \times T_{spw})$$

oraz:

$$\dot{m}_{FD/E} = \frac{c_p \times [\dot{m}_{KON} \times (T_{spw} - T_{KON}) + \dot{m}_{zu/spw} \times (T_{spw} - T_{zu/spw})] + \dot{m}_{D/B} \times (h''_{BRU} - c_p \times T_{spw}) - \dot{m}_{D/R} \times (h''_{DR} - c_p \times T_{spw})}{(h''_{FD} - c_p \times T_{spw})}$$

gdzie:

- $\dot{m}_{KON}$ strumień powracającego kondensatu w [kg/h]
- T_{KON} temperatura kondensatu w [°C]
- T_{spw} temperatura wody zasilającej w odgazowywaczu, jako temperatura nasycenia w zależności od ciśnienia w odgazowywaczu [patrz Tab 2]
- $\dot{m}_{zu/spw}$ wymagany strumień wody uzupełniającej (wody zmiękczonej) w [kg/h] wyliczony z:

$$\dot{m}_{zu/spw} = \dot{m}_{FD} \times \left(1 + \frac{A}{100} \right) - \dot{m}_{KON}$$

gdzie:

- $\dot{m}_{FD}$ wymagana łączna wydajność pary świeżej, oraz
- A – wymagany strumień odsolin w [%]

- $T_{zu/spw}$ temperatura rzeczywista wody uzupełniającej w [°C]
- $\dot{m}_{D/B}$ strumień oparów, jako ilość pary traconej (wylot z odgazowywacza) w [kg/h] wyliczony z:

$$\dot{m}_{D/B} = f_{B/M} \times \left[\dot{m}_{FD} \times \left(1 + \frac{A}{100} \right) \right]$$

gdzie:

- $f_{B/M}$ współczynnik do wyznaczenia minimalnego strumienia oparów (patrz punkt D.7.3), bezwymiarowy [-]; $\approx 0,005$ do $0,01$

- $h''_{D/E}$, h''_{BRU} entalpia pary rozprężonej i oparów, w zależności od ciśnienia w odgazowywaczu ($p_{E/D}$) według [Tab 2]
- $\dot{m}_{D/R}$ strumień pary rozprężonej z rozprężacza odsolin w [kg/h] wyliczony z:

D.10 Potrzeby własne kotłowni

$$\dot{m}_{D/R} = \frac{\dot{m}_{F/D} \times (A/100) \times (h'_{A/E} - c_p \times T_{spw})}{(h''_{D/R} - c_p \times T_{spw})}$$

- gdzie:
- $h'_{A/E}$ entalpia odsolin przy temperaturze pary (T_s) w zależności od ciśnienia roboczego pary (p_B) z [Tab 2]; (patrz też punkt D.7.2), oraz
 - $h''_{F/D}$ istniejąca entalpia pary świeżej, jako pary grzewczej

Przykład obliczeń 1		
przy założeniu wartości:		
strumień pary świeżej	$\dot{m}_{F/D}$	= 12 000 kg/h
ciśnienie pary świeżej	p_B	= 13 bar
temperatura pary nasyczonej	T_s	= 195°C (z [Tab 2])
entalpia odsolin	$= f(p_B) - h'_{A/E}$	≈ 0,230 kWh/kg;
temperatura wody zasilającej	T_{spw}	≈ 105°C;
nadciśnienie		
w odgazowywaczu	$= f(T_{spw}) - p_{E/D}$	≈ 0,25 bar;
para rozprężona	$= f(p_{E/D})$	
i entalpia oparów	$= h''_{D/R} \approx h''_{BRÜ}$	≈ 0,7457 kWh/kg
entalpia pary świeżej	$f(p_B) h'_{FD}$	≈ 0,7743 kWh/kg;
temperatura wody		
uzupełniającej	$T_{zu/spw}$	= 15°C;
strumień kondensatu	$\dot{m}_{KON}$	= 6 000 kg/h;
temperatura kondensatu	T_{KON}	= 85°C;
strumień odsolin	A	= 5%;
współczynnik minimalnego		
strumienia oparów	$f_{B/m}$	≈ 0,0075 [-];

$$\dot{m}_{zu/spw} = \dot{m}_{FD} \times \left(1 + \frac{A}{100} \right) - \dot{m}_{KON}$$

$$= 12\,000 \text{ kg/h} \times \left(1 + \frac{5}{100} \right) - 6\,000 \text{ kg/h} = 6\,600 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{D/B} = f_{B/M} \times \left[\dot{m}_{FD} \times \left(1 + \frac{A}{100} \right) \right]$$

$$= 0,0075 \times \left[12\,000 \text{ kg/h} \times \left(1 + \frac{5}{100} \right) \right] = 94,50 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{D/E} = \frac{\dot{m}_{F/D} \times A/100 \times (h'_{A/E} - c_p \times T_{spw})}{(h''_{D/R} - c_p \times T_{spw})}$$

$$\dot{m}_{D/R} = \frac{12\,000 \times 5/100 \times (0,230 \text{ kWh/kg} - 1,163 \times 10^{-3} \times 105)}{(0,7743 - 1,163 \times 10^{-3} \times 105)} = 99,215 \text{ kg/h}$$

i wynikającego strumienia pary grzewczej ($\dot{m}_{FD/E}$), jako niezbędnego zapotrzebowania pary na pokrycie potrzeb własnych dla przyjętego przykładu obliczeń:

$$\dot{m}_{FD/E} = \frac{c_p \times [\dot{m}_{KON} \cdot (T_{spw} - T_{KON}) + \dot{m}_{zu/spw} \times (T_{spw} - T_{zu/spw})] + \dot{m}_{D/B} \times (h''_{BRÜ} - c_p \times T_{spw}) - \dot{m}_{D/R} \times (h''_{D/R} - c_p \times T_{spw})}{(h''_{FD} - c_p \times T_{spw})}$$

$$\dot{m}_{FD/E} = \frac{1,163 \times 10^{-3} [6\,000 \times (105 - 85) + 6\,600 \times (105 - 15) + 94,5 \times (0,7457 - 1,163 \times 10^{-3} \times 105) - 99,25 \times (0,7457 - 1,163 \times 10^{-3} \times 105)]}{(0,7743 - 1,163 \times 10^{-3} \times 105)}$$

$$\dot{m}_{FD/E} \approx 1\,269 \text{ kg/h} \pm 10,6 \% \text{ z } \dot{m}_{FD}$$

Wskazówka

Przy $\dot{m}_{KON} = 0$ (brak powracającego kondensatu) ilość koniecznej pary grzewczej w tym przykładzie obliczeniowym zwiększyłaby się do $\dot{m}_{FD/E} = 2\,018 \text{ kg/h} \pm 16,8 \% \text{ z } \dot{m}_{FD}$.



Kotłownia z 2 kotłami Vitomax 200-HS po 10 t/h każdy, 16 bar z regulowanymi przegrzewaczami pary i dostawionymi podgrzewaczami wody w Kłajpedzie (Litwa), ciepłownia firmy Klaipedos energija, rok budowy 2007.