



**PRZEPISY  
KLASYFIKACJI I BUDOWY  
STATKÓW MORSKICH**

**CZEŚĆ VII  
GŁÓWNE I POMOCNICZE URZĄDZENIA MASZYNOWE  
I WYPOSAŻENIE**

styczeń  
2025

GDAŃSK

## **PRZEPISY KLASYFIKACJI I BUDOWY STATKÓW MORSKICH**

opracowane i wydane przez Polski Rejestr Statków S.A., zwany dalej PRS, składają się z następujących Części:

- Część I – Zasady klasyfikacji
- Część II – Kadłub
- Część III – Wyposażenie kadłubowe
- Część IV – Stateczność i niezatapialność
- Część V – Ochrona przeciwpożarowa
- Część VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych
- Część VII – Głównie i pomocnicze urządzenia maszynowe i wyposażenie
- Część VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania
- Część IX – Materiały i spawanie.

*Część VII – Głównie i pomocnicze urządzenia maszynowe i wyposażenie – styczeń 2025* została zatwierdzona przez Zarząd PRS w dniu 30 grudnia 2024 r. i wchodzi w życie z dniem 1 stycznia 2025 r.

Z dniem wejścia w życie niniejszej *Części VII*, jej wymagania mają zastosowanie, w pełnym zakresie, do statków nowych.

W odniesieniu do statków istniejących, wymagania niniejszej *Części VII* mają zastosowanie w zakresie wynikającym z postanowień *Części I – Zasady klasyfikacji*.

Rozszerzeniem i uzupełnieniem *Części VII* są następujące publikacje:

- Publikacja 4/P – Nadzór i certyfikacja produkcji silników spalinowych oraz ich komponentów,
- Publikacja 5/P – Wymagania dla turbosprężarek,
- Publikacja 7/P – Naprawy śrub napędowych ze stopów miedzi,
- Publikacja 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych,
- Publikacja 28/P – Próby silników spalinowych,
- Publikacja 68/P – Procedura prób dla uznania typu zaworów eksplozyjnych,
- Publikacja 69/P – Okrętowe silniki spalinowe. Kontrola emisji tlenków azotu,
- Publication 72/P – Safety requirements for ships using low flashpoint gases (LNG, CNG, LPG) as fuel
- Publikacja 90/P – Bezpieczny powrót do portu oraz uporządkowana ewakuacja i opuszczanie statku
- Publikacja 98/P – Wytyczne dotyczące wymagań dla okrętowych silników wysokoprężnych wyposażonych w system oczyszczania gazów spalinowych z NO<sub>x</sub> za pomocą selektywnej redukcji katalitycznej (SCR),
- Publikacja 100/P – Wymagania bezpieczeństwa dla morskich statków pasażerskich i szybkich jednostek pasażerskich uprawiających żeglugę krajową
- Publikacja 103/P – Wytyczne w zakresie efektywności energetycznej statków,
- Publikacja 115/P – Alternatywne systemy certyfikacji w nadzorze nad produkcją wyposażenia i materiałów,
- Publikacja 120/P – Wymagania dla statków i obiektów z systemami pozycjonowania dynamicznego (DP),
- Publication 122/P – Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision.
- Publikacja 2/I – Zapobieganie drganiom na statkach

© Copyright by Polski Rejestr Statków S.A., 2025

# SPIS TREŚCI

	Str.
<b>1 Postanowienia ogólne</b> .....	7
1.1 Zakres zastosowania.....	7
1.2 Określenia i objaśnienia .....	8
1.3 Dokumentacja techniczna.....	1
0 .....	1
1.4 Zakres nadzoru.....	19
1.5 Próby ciśnieniowe.....	22
1.6 Materiały i spawanie.....	25
1.7 Obróbka cieplna .....	27
1.8 Badania nieniszczące .....	28
1.9 Ogólne wymagania techniczne.....	28
1.10 Silniki główne i kotły główne .....	29
1.11 Przedziały maszynowe.....	30
1.12 Rozmieszczenie silników, mechanizmów i elementów wyposażenia.....	31
1.13 Montaż silników, mechanizmów i elementów wyposażenia.....	31
1.14 Urządzenia sterujące silnika głównego.....	33
1.15 Sterowanie mechanizmami i stanowiska sterowania .....	34
1.16 Środki łączności.....	34
1.17 Przyrządy kontrolno-pomiarowe.....	35
<b>2 Silniki spalinowe</b> .....	36
2.1 Wymagania ogólne .....	36
2.2 Kadłub silnika .....	37
2.3 Wał korbowy .....	41
2.4 Przepłukiwanie i doładowanie.....	42
2.5 Instalacja paliwowa.....	42
2.6 Smarowanie .....	43
2.7 Chłodzenie .....	43
2.8 Urządzenia rozruchowe .....	43
2.9 Instalacja wydechowa .....	43
2.10 Sterowanie i regulacja .....	43
2.11 Tłumiki drgań skrętnych .....	46
2.12 Bezpieczne działanie silnika spalinowego zasilanego gazem niskociśnieniowym .....	46
2.13 Układy kontrolne i systemy zabezpieczenia silników z podwójnym systemem paliwowym zasilanych gazem metanowym wysokociśnieniowym.....	53
<b>3 Turbiny</b> .....	58
3.1 Zakres zastosowania.....	58
3.2 Turbiny parowe.....	58
3.3 Turbiny gazowe.....	62
<b>4 Przekładnie, sprzęgła rozłączne i elastyczne</b> .....	68
4.1 Wymagania ogólne .....	68
4.2 Przekładnie zębate .....	68
4.3 Sprzęgła rozłączne i elastyczne.....	89
<b>5 Mechanizmy pomocnicze</b> .....	91
5.1 Sprężarki powietrza z napędem mechanicznym.....	91
5.2 Pompy.....	94
5.3 Wentylatory, dmuchawy i turbosprężarki .....	94

5.4	Wirówki paliwa i oleju .....	96
<b>6</b>	<b>Mechanizmy pokładowe .....</b>	<b>97</b>
6.1	Wymagania ogólne .....	97
6.2	Maszyny sterowe i ich instalowanie na statku.....	97
6.3	Wciągarki kotwiczne.....	103
6.4	Wciągarki cumownicze.....	110
6.5	Wciągarki holownicze .....	111
6.6	Systemy awaryjnego zwalniania obciążenia liny wciągarek holowniczych .....	112
<b>7</b>	<b>Hydrauliczne układy napędowe.....</b>	<b>116</b>
<b>8</b>	<b>Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła .....</b>	<b>117</b>
8.1	Postanowienia ogólne .....	117
8.2	Obliczenia wytrzymałościowe.....	117
<b>9</b>	<b>Kotły.....</b>	<b>149</b>
9.1	Konstrukcja kotła .....	149
9.2	Osprzęt kotła – wymagania ogólne .....	150
9.3	Zawory zasilające .....	150
9.4	Wodowskazy .....	150
9.5	Wskaźniki najniższego poziomu wody i najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej.....	152
9.6	Manometry i termometry .....	152
9.7	Zawory bezpieczeństwa .....	153
9.8	Armatura zaporowa .....	155
9.9	Zawory szumowania i odmulania .....	155
9.10	Zawory do pobierania próbek wody kotłowej.....	155
9.11	Zawory odpowietrzające .....	155
9.12	Otwory do oględzin wewnętrznych.....	156
9.13	Kotło-spalarki.....	156
9.14	Kotły oleju grzewczego .....	157
9.15	Kotły ogrzewania wodnego.....	158
9.16	Wymagania dodatkowe dla kotłów na gazy odlotowe (utylicacyjnych).....	158
<b>10</b>	<b>Sterowanie kotłami i ich układy regulacji oraz sygnalizacji .....</b>	<b>160</b>
10.1	Wymagania ogólne .....	160
10.2	Układy regulacji.....	160
10.3	Układy bezpieczeństwa.....	160
10.4	Sygnalizacja .....	160
<b>11</b>	<b>Urządzenia do opalania kotłów paliwem płynnym .....</b>	<b>161</b>
11.1	Wymagania ogólne.....	161
11.2	Dodatkowe wymagania dla urządzeń wyposażonych w automatyczną regulację opalania ze stałą obsługą wachtową .....	162
<b>12</b>	<b>Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła .....</b>	<b>163</b>
12.1	Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła .....	163
12.2	Osprzęt.....	163
12.3	Wymagania dotyczące poszczególnych rodzajów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła.....	164
12.4	Filtry i chłodnice.....	167
<b>13</b>	<b>Urządzenia napędowo-sterowe.....</b>	<b>168</b>
13.1	Zakres zastosowania .....	168
13.2	Wymagania ogólne .....	168
13.3	Napęd .....	169
13.4	Przekładnie i łożyskowanie .....	169
13.5	Wały napędowe .....	170

13.6	Pędniki.....	170
13.7	Maszyna sterowa.....	170
13.8	Układy sterowania .....	170
13.9	Układy kontrolne .....	170
13.10	Nadzór, próby i świadectwa.....	171
<b>14</b>	<b>Pędniki .....</b>	<b>174</b>
14.1	Postanowienia ogólne.....	174
14.2	Grubość skrzydeł .....	174
14.3	Piasty i elementy mocujące skrzydła .....	175
14.4	Śruby o skoku nastawnym.....	175
14.5	Wyważanie śrub napędowych oraz śrub sterów strumieniowych i aktywnych.....	176
14.6	Próby systemu sterowania śrub o skoku nastawnym przeznaczonych do napędu głównego	
<b>15</b>	<b>Wały napędowe.....</b>	<b>178</b>
15.1	Postanowienia ogólne.....	178
15.2	Alternatywne metody obliczeń wałów napędowych.....	178
15.3	Wymagania materiałowe .....	178
15.4	Obliczenia średnicy wałów.....	179
15.5	Złącza wałów .....	181
15.6	Łożyska wału śrubowego.....	182
15.7	Bezwpułtowe skurczowe osadzenie śruby napędowej i sprzęgieł linii wałów .....	183
15.8	Urządzenia hamulcowe.....	186
15.9	Uszczelnienie pochwy wału śrubowego.....	186
15.10	Ułożenie linii wałów .....	186
<b>16</b>	<b>Drgania skrętne .....</b>	<b>189</b>
16.1	Postanowienia ogólne.....	189
16.2	Naprężenia dopuszczalne .....	190
16.3	Pomiary parametrów pochodzących od drgań skrętnych.....	192
16.4	Zakresy obrotów zabronionych .....	192
<b>17</b>	<b>Urządzenia chłodnicze .....</b>	<b>194</b>
17.1	Zakres zastosowania .....	194
17.2	Czynniki chłodnicze i ciśnienia obliczeniowe .....	194
17.3	Wydajność i wyposażenie urządzeń chłodniczych .....	195
17.4	Materiały.....	196
17.5	Wyposażenie elektryczne.....	197
17.6	Maszynownie chłodnicze .....	197
17.7	Pomieszczenia do przechowywania zapasów czynnika chłodniczego.....	198
17.8	Chłodzone pomieszczenia ładunkowe .....	199
17.9	Tunele zamrażalnicze i ochładzalnicze.....	199
17.10	Pomieszczenia z wyposażeniem technologicznym.....	200
17.11	Sprężarki.....	200
17.12	Aparaty i zbiorniki.....	201
17.13	Armatura i zawory bezpieczeństwa .....	201
17.14	Rurociągi.....	202
17.15	Przyrządy kontrolno-pomiarowe.....	203
17.16	Izolacja pomieszczeń chłodzonych .....	204
17.17	Próby mechanizmów i wyposażenia u wytwórcy .....	204
<b>Załącznik 1 – Przykłady złączy spawanych stosowanych w kotłach, zbiornikach ciśnieniowych i wymiennikach ciepła.....</b>		<b>205</b>
<b>Załącznik 2 – Części zapasowe.....</b>		<b>213</b>



## 1 POSTANOWIENIA OGÓLNE

### 1.1 Zakres zastosowania

**1.1.1** Wymagania niniejszej *Części VII – Główny i pomocnicze urządzenia maszynowe i wyposażenie* mają zastosowanie do silników i innych urządzeń maszynowych, przekładni, kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, pędników, linii wałów, urządzeń napędowo-sterowych i urządzeń chłodniczych instalowanych na statkach morskich klasyfikowanych przez PRS. Mają one również zastosowanie do rozplanowania przedziałów maszynowych.

**1.1.2** Wymaganiom dotyczącym silników i mechanizmów podlegają:

- .1 silniki tłokowe i turbinowe napędu głównego;
- .2 przekładnie, sprzęgła rozłączne i elastyczne napędu głównego;
- .3 silniki tłokowe i turbinowe zespołów prądotwórczych i kompletne zespoły prądotwórcze;
- .4 pompy wchodzące w skład instalacji objętych wymaganiami *Części V – Ochrona przeciwpożarowa* i *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*;
- .5 sprężarki powietrza i sprężarki chłodnicze;
- .6 dmuchawy i turbodoładowarki z napędem wykorzystującym spaliny;
- .7 wentylatory wchodzące w skład instalacji objętych wymaganiami *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*;
- .8 wirówki paliwa i oleju;
- .9 maszyny sterowe;
- .10 wciągarki kotwiczne;
- .11 wciągarki holownicze i cumownicze;
- .12 hydrauliczne układy napędowe;
- .13 urządzenia napędowo-sterowe;
- .14 pędniki;
- .15 linie wałów;
- .16 urządzenia chłodnicze.

**1.1.3** Wymaganiom dotyczącym kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła podlegają:

- .1 kotły parowe łącznie z kotłami na gazy odlotowe i przegrzewacze pary o ciśnieniu roboczym 0,07 MPa lub wyższym;
- .2 kotły oleju grzewczego;
- .3 kotły wodne o temperaturze wody powyżej 115°C;
- .4 podgrzewacze wody kotłowej o ciśnieniu roboczym 0,07 MPa lub wyższym;
- .5 urządzenia do opalania kotłów paliwem ciekłym;
- .6 wyparowniki kotłów głównych i ważnych kotłów pomocniczych;
- .7 skraplacze główne i pomocnicze;
- .8 zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła wypełnione w stanie roboczym całkowicie lub częściowo gazem lub parą o ciśnieniu roboczym 0,07 MPa lub wyższym, dla których iloczyn ciśnienia [MPa] i pojemności [dm<sup>3</sup>] wynosi 30 lub więcej;
- .9 chłodnice i filtry paliwa, oleju i wody silników głównych i pomocniczych;
- .10 chłodnice i podgrzewacze powietrza o ciśnieniu roboczym w przestrzeni powietrznej 0,07 MPa lub wyższym;
- .11 akumulatory hydrauliczne, hydroakumulatory;
- .12 zbiorniki ciśnieniowe gazów sprężonych (powietrza, azotu, ditlenku węgla).

### 1.1.4 Wymagania ergonomiczne

**1.1.4.1** Silniki, mechanizmy, kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła, instalowane na statkach morskich klasyfikowanych przez PRS, objęte wymaganiami niniejszej części, powinny być tak zaprojektowane i usytuowane oraz powinny działać w taki sposób, aby spełnione były odpowiednie wymagania zdrowotne i bezpieczeństwa, a także zapewniony był komfort marynarzy i wydajność ich pracy biorąc pod uwagę wymagania w zakresie wentylacji, wibracji, hałasu, dostępu oraz możliwości wyjścia z uwzględnieniem zewnętrznych warunków środowiskowych.

**1.1.4.2** Szczegółowe zalecenia w tym zakresie zostały zamieszczone w IACS Rec. No.132 *Human Element Recommendations for Structural Design of Lighting, Ventilation, Vibration, Noise, Access & Egress Arrangements*.

**1.1.4.3** Statki powinny być konstruowane w taki sposób, aby zmniejszyć poziom hałasu na statku oraz chronić personel przed hałasem zgodnie z wymaganiami *Kodeksu poziomu hałasu na statkach* zawartymi w rezolucji IMO MSC.337(91), z możliwymi późniejszymi zmianami. Zalecenia podane w rozdziale I *Kodeksu*, należy traktować jako nieobowiązkowe. *Kodeks* nie ma zastosowania do typów statków wymienionych w punkcie 1.3.4 *Kodeksu*.

**Uwaga:** Ujednolicone interpretacje Rezolucji MSC.1/Circ.1509 Rev.1 oraz IACS UI SC296 powinny być stosowane jako wytyczne do *Kodeksu*.

**1.1.4.4** Dla każdego statku powinien być wykonany *Protokół przeglądu hałasu na statku* zgodnie z Załącznikiem 1 do rezolucji IMO MSC.337(91). Protokół ten powinien zawierać informacje odnośnie poziomu hałasu w różnych pomieszczeniach na statku oraz pokazywać odczyty poziomu hałasu w każdym punkcie pomiarowym. Punkty pomiarowe powinny być zaznaczone na planie ogólnym statku lub na rysunkach pomieszczeń i dołączone do tego protokołu lub zidentyfikowane w inny sposób. Protokół ten powinien być zawsze dostępny dla załogi.

## 1.2 Określenia i objaśnienia

Określenia dotyczące ogólnej terminologii stosowanej w *Przepisach klasyfikacji i budowy statków morskich* (zwanych dalej *Przepisami*) zawarte są w *Części I – Zasady klasyfikacji*. W przypadku użycia w tekście *Części VII* określeń objaśnionych w innych częściach *Przepisów*, podawane jest odwołanie do tych części.

Dla potrzeb *Części VII* wprowadza się dodatkowo następujące określenia:

*Certyfikowane wyposażenie bezpieczeństwa* – wyposażenie certyfikowane przez niezależną krajową instytucję badawczą lub kompetentną instytucję na zgodność z uznaną normą dotyczącą aparatów elektrycznych w rejonach niebezpiecznych.

*Uwaga:* Patrz normy serii IEC 60079, *Atmosfery wybuchowe (Explosive atmospheres)* oraz IEC 60092-502:1999 *Instalacje elektryczne na statkach – Zbiornikowce – Właściwości specjalne (Electrical Installations in Ships – Tankers – Special Features)*.

*Dolna wartość opałowa* – ilość ciepła wytworzona po całkowitym spalaniu określonej ilości paliwa, z wyłączeniem utajonego ciepła parowania wody.

*Gaz* – gaz ziemny stosowany jako paliwo zawierający głównie metan.

*Uwaga:* może to być także biometan lub metan syntetyczny, itp., gdzie metan jest głównym składnikiem.

*Gaz niskociśnieniowy* – gaz o maksymalnym ciśnieniu roboczym mniejszym lub równym 10 bar.

*Gaz wysokociśnieniowy* – gaz o maksymalnym ciśnieniu roboczym większym niż 10 bar.

*Kodeks IGC* – Międzynarodowy kodeks budowy i wyposażenia statków przewożących skroplone gazy luzem, ze zmianami.



**Kodeks IGF – Międzynarodowy kodeks bezpieczeństwa statków stosujących paliwo gazowe lub inne paliwa o niskiej temperaturze zapłonu.**

*Maszynownia chłodnicza* – pomieszczenie, w którym umieszczone są mechanizmy i wyposażenie urządzeń chłodniczych przeznaczonych do obniżenia i utrzymania wymaganej temperatury w pomieszczeniach chłodzonych.

***Paliwo pilotowe*** – paliwo olejowe wtryskiwane do cylindra w celu zapłonu podstawowej mieszanki gazu z powietrzem silników dwupaliwowych.

*Pomocnicze, ważne kotły parowe* – kotły zasilające parą mechanizmy pomocnicze oraz wyposażenie nie-zbędne do ruchu statku i zapewnienia bezpieczeństwa żeglugi, jeżeli nie ma innych źródeł energii do utrzymania w ruchu tych mechanizmów i wyposażenia w przypadku wyłączenia kotłów.

***Rurociąg gazowy*** – rurociąg zawierający gaz lub mieszaninę gazu z powietrzem.

***Silnik gazowy*** – oznacza silnik DF (dwupaliwowy), silnik GF (silnik gazowy) lub kombinację obu rodzajów.

*Silnik o niskiej prędkości obrotowej* – wysokoprężny silnik o prędkości znamionowej mniejszej niż 300 rpm.

*Silnik o średniej prędkości obrotowej* – wysokoprężny silnik o znamionowej prędkości obrotowej 300 obr./min. i powyżej, ale mniej niż 1400 obr./min.

*Silnik o wysokiej prędkości obrotowej* – wysokoprężny silnik o prędkości znamionowej 1400 obr./min. i większej.

*Silnik dwupaliwowy (silnik DF)* – silnik, który może spalać gaz ziemny jako paliwo równocześnie z paliwem ciekłym, jako paliwo pilotowe lub większą ilość paliwa ciekłego (w trybie gazowym) i ma także zdolność pracy przy zasilaniu jedynie ciekłym paliwem dieslowskim (tryb dieslowski).

*Silnik gazowy (silnik GF)* – silnik zdolny do pracy jedynie przy zasilaniu paliwem gazowym i który nie może być przełączany na zasilanie paliwem olejowym.

***Silnik ze wstępnym zmieszaniem*** – silnik, w którym gaz dostarczany jest w mieszance z powietrzem przez wspólny kolektor do wszystkich cylindrów, np. po zmieszaniu przed lub po turbodoładowarce.

*Silniki główne* – maszyny przeznaczone do napędu statku, takie jak silniki spalinowe, turbiny parowe i gazowe, maszyny parowe, silniki elektryczne itp.

*Temperatura obliczeniowa ściany* – temperatura w środku grubości ściany, przyjmowana w zależności od temperatury środowiska i warunków ogrzewania dla określenia wartości naprężeń dopuszczalnych.

*Wydajność obliczeniowa kotła* – największa ilość pary o obliczeniowym ciśnieniu i temperaturze wytwarzana w kotle w ciągu 1 h przy pracy długotrwałej.

*Urządzenia pomocnicze* – urządzenia niezbędne do pracy silników głównych oraz zapewniające zaopatrzenie statku w energię elektryczną lub w inne rodzaje energii oraz funkcjonowanie poszczególnych instalacji i urządzeń na statku.

***Urządzenie przeciwwybuchowe*** – urządzenie zabezpieczające personel oraz urządzenia maszynowe przed określonym nadciśnieniem w przypadku wybuchu gazu. Może to być zawór, płytki zabezpieczająca lub inne rozwiązanie, na ile jest stosowane.

***Zasada bezpieczeństwa*** – dokument opisujący filozofię bezpieczeństwa w odniesieniu do stosowania gazu jako paliwa. Opisuje on w jaki sposób kontrolowane są ryzyka związane z tego typu paliwem w uzasadnionych i przewidywalnych warunkach odbiegających od normy oraz możliwe scenariusze awarii oraz środki ich kontroli. **W zasadzie bezpieczeństwa powinny być**

uwzględnione wyniki analizy ryzyka, patrz 2.12.2. Należy przeprowadzić szczegółową analizę dotyczącą potencjalnych zagrożeń uszkodzenia ciała spowodowanego ewentualnym wybuchem i tą analizę odzwierciedlić w zasadzie bezpieczeństwa silnika.

*Zawór dopływu gazu – zawór lub wtryskiwacz na silniku, za pomocą którego steruje się dopływ gazu do cylindrów, zgodnie z zapotrzebowaniem.*

*Zespół chłodniczy – zespół składający się z silnika napędowego, jednej lub kilku sprężarek, skraplacza, a w przypadku chłodzenia pośredniego z chłodnicy solanki – niezbędnej armatury oraz urządzeń regulacji i sterowania, zapewniających niezależną pracę.*

*Zespół zaworów odcinająco-upustowy – zespół zaworów wymieniony w:*

- Kodeksie IGC, 16.4.5
- Kodeksie IGF, 2.2.9 oraz 9.4.4 do 9.4.6.

### 1.3 Dokumentacja techniczna

#### 1.3.1 Wymagania ogólne

Przed rozpoczęciem budowy urządzeń maszynowych i wyposażenia należy dostarczyć do Centrali PRS do rozpatrzenia i zatwierdzenia ich dokumentację techniczną w niżej podanym zakresie.

Przed rozpoczęciem budowy statku należy dostarczyć do Centrali PRS do rozpatrzenia i zatwierdzenia niżej wymienioną dokumentację techniczną rozmieszczenia na statku urządzeń maszynowych i wyposażenia. Dodatkowa dokumentacja może być wymagana na podstawie osobnych umów wynikających z zakresu i warunków zastosowania *Publikacji 2/1 – Zapobieganie drganiom na statkach*.

Dokumentację należy dostarczyć w trzech egzemplarzach.

#### 1.3.2 Dokumentacja klasyfikacyjna silników spalinowych

**1.3.2.1** Do PRS należy złożyć dokumentację wymienioną w punktach 1.3.2.2 i 1.3.2.3 w zakresie mającym zastosowanie do danego typu silnika.

##### Uwagi:

- 1) Powyższe dotyczy silników spalinowych klasyfikowanych przez PRS w przypadku złożenia wniosku o certyfikację zatwierdzenia typu w dniu 1 lipca 2016 r. lub po tej dacie.
- 2) "Data złożenia wniosku o zatwierdzenie typu" jest datą przyjęcia przez PRS dokumentów dotyczących zlecenia certyfikacji zatwierdzenia nowego typu silnika lub typu silnika, który został poddany znacznym modyfikacjom w stosunku do typu wcześniej zatwierdzonego, lub dotyczących odnowienia świadectwa zatwierdzenia typu, które utraciło ważność.
- 3) Silniki, które miały ważne zatwierdzenie typu w dniu 1 lipca 2016 r. nie muszą być poddawane ponownemu zatwierdzeniu typu do czasu wygaśnięcia ważności aktualnego zatwierdzenia. W celu certyfikacji tych silników, aktualne świadectwo zatwierdzenia typu oraz związana z nim przedstawiona dokumentacja będą akceptowane zamiast dokumentów wymaganych zgodnie z nowymi przepisami, do czasu wygaśnięcia aktualnego zatwierdzenia typu lub poddania typu silnika znacznym modyfikacjom.

**1.3.2.2** Następującą dokumentację silników spalinowych należy dostarczyć do PRS do wglądu:

- |  |   |
|--|---|
| .1 Dane silnika (np. Karta danych technicznych zawierająca ogólne dane silnika, patrz Załącznik 3 do UR M44), Wytyczne projektowania, Instrukcję montażu na statku | I |
| .2 Przekrój poprzeczny silnika   | I |
| .3 Przekrój wzdłużny silnika   | I |
| .4 Odlewana podstawa i skrzynia korbowa  | I |
| .5 Rysunek zestawieniowy łożyska oporowego <sup>1)</sup>   | I |
| .6 Odlewana rama fundamentowa/stojak skrzynkowy/skrzynia przekładni <sup>2)</sup>  | I |
| .7 Ściąg   | I |

.8	Korbowód	I
.9	Rysunek zestawieniowy korbowodu <sup>3)</sup>	I
.10	Rysunek zestawieniowy wodzika <sup>3)</sup>	I
.11	Rysunek zestawieniowy trzonu tłokowego <sup>3)</sup>	I
.12	Rysunek zestawieniowy tłoka <sup>3)</sup>	I
.13	Odlewany blok cylindrowy <sup>2)</sup>	I
.14	Rysunek zestawieniowy pokrywy cylindra <sup>3)</sup>	I
.15	Tuleja cylindrowa	I
.16	Przeciwmasy (jeśli nie stanowią integralnej części wału korbowego) i ich zamocowanie	I
.17	Rysunek zestawieniowy napędu wałka rozrządu <sup>3)</sup>	I
.18	Koło zamachowe	I
.19	Pompa wtryskowa paliwa	I
.20	Osłona i izolacja przewodów spalinowych i innych gorących części, na które może wytrysnąć strumień z uszkodzonego rurociągu paliwowego	I

W przypadku silników ze sterowaniem elektronicznym, konstrukcja i rozmieszczenie:

.21	Zawory sterujące	I
.22	Pompy wysokociśnieniowe	I
.23	Napęd pomp wysokociśnieniowych	I
.24	Instrukcje obsługi oraz serwisowe <sup>4)</sup>	I
.25	Analiza stanów awaryjnych i ich skutków (FMEA) dla systemu sterowania silnikiem <sup>5)</sup>	I
.26	Specyfikacje procesów technologicznych odlewania i spawania (kolejność operacji)	I
.27	Dowody systemu kontroli jakości dotyczące konstrukcji silnika jego bieżącej konserwacji	I
.28	Wymagania jakościowe dla procesów produkcji silnika	I
.29	Świadectwa uznania typu dla prób środowiskowych, elementy systemu sterownia <sup>6)</sup>	I

**Przypisy:**

- 1) Jeżeli integralne z silnikiem, a nie z płytą fundamentową.
- 2) Tylko dla jednego cylindra.
- 3) Wraz z oznaczeniem elementów (np. numer rysunku).
- 4) Instrukcje obsługi i serwisowe powinny obejmować konserwację (serwis i naprawy) oraz określać wszelkie specjalne narzędzia i sprawdziany potrzebne do montażu/regulacji wraz z wszystkimi wymaganiami testowymi po zakończeniu konserwacji.
- 5) W przypadku silników z wyłącznie hydraulicznym, pneumatycznym lub elektronicznym sterowaniem wtrysku paliwa i/lub zaworami, należy przedstawić analizę stanów awaryjnych i ich skutków (FMEA) w celu wykazania, że awaria systemu sterowania nie spowoduje pogorszenia pracy silnika poniżej dopuszczalnych parametrów pracy dla danego silnika. Zalecenia dotyczące procesu są podane w IACS Rec. No.138 (Dec. 2014) – *Recommendation for the FMEA process for diesel engine control systems*.
- 6) Próby powinny wykazać zdolność urządzeń sterujących, ochronnych i zabezpieczających do pracy zgodnie z przeznaczeniem w warunkach przeprowadzania prób określonych w UR E10.

**1.3.2.3** Dla uzyskania uznania typu silnika spalinowego należy dostarczyć do PRS następującą dokumentację:

.1	Spawana podstawa i skrzynia korbową ze szczegółami i technologią spawania <sup>1),2)</sup>	Z
.2	Spawana podstawa łożyska oporowego ze szczegółami i technologią spawania <sup>1)</sup>	Z
.3	Rysunki spawalnicze podstawy/miski olejowej <sup>1)</sup>	Z
.4	Spawana rama fundamentowa/stojak skrzynkowy/skrzynia przekładni ze szczegółami i technologią spawania <sup>1),2)</sup>	Z
.5	Rysunki spawalnicze ramy fundamentowej <sup>1),2)</sup>	Z
.6	Rysunek wału korbowego ze szczegółami (dla każdej liczby cylindrów)	Z
.7	Rysunek zestawieniowy wału korbowego (dla każdej liczby cylindrów)	Z

- |     |  |          |
|-----|--|----------|
| .8  | Obliczenia wału korbowego (dla każdej konfiguracji cylindrów) zgodnie z dołączonym arkuszem danych (patrz <i>Publikacja 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych</i> ) | <b>Z</b> |
| .9  | Wał oporowy lub wał pośredni (jeżeli stanowią integralną część silnika)  | <b>Z</b> |
| .10 | Śruby łączące sprzęgła   | <b>Z</b> |
| .11 | Specyfikacje materiałowe ważnych części wraz z informacjami o badaniach nieniszczących i próbach ciśnieniowych <sup>3)</sup>   | <b>Z</b> |

Schemat lub dokumentacja równorzędna silnika dotycząca:

- |     |  |          |
|-----|--|----------|
| .12 | Instalacji powietrza rozruchowego na silniku   | <b>Z</b> |
| .13 | Instalacji paliwowej na silniku  | <b>Z</b> |
| .14 | Instalacji oleju smarowego   | <b>Z</b> |
| .15 | Instalacji wody chłodzącej   | <b>Z</b> |
| .16 | Instalacji hydraulicznej   | <b>Z</b> |
| .17 | Instalacji hydraulicznej (do podnoszenia zaworów)  | <b>Z</b> |
| .18 | Systemu sterowania silnikiem i jego zabezpieczeń   | <b>Z</b> |
| .19 | Rysunek zestawieniowy osłon wysokociśnieniowych przewodów paliwowych <sup>4)</sup>               | <b>Z</b> |
| .20 | Konstrukcji akumulatorów (wspólna szyna) (dla silnika ze sterowaniem elektronicznym)             | <b>Z</b> |
| .21 | Konstrukcji wspólnych akumulatorów (wspólna szyna) (dla silnika ze sterowaniem elektronicznym)   | <b>Z</b> |
| .22 | Rozmieszczenia i szczegółów przeciwybuchowych zaworów bezpieczeństwa (patrz UR M9) <sup>5)</sup> | <b>Z</b> |
| .23 | Wyniki obliczeń przeciwybuchowych zaworów bezpieczeństwa (patrz UR M9)                           | <b>Z</b> |
| .24 | Szczegółów programu prób typu i raportu z badań <sup>7)</sup>                                    | <b>Z</b> |
| .25 | Wysokociśnieniowych elementów układu wtryskowego <sup>6)</sup>                                   | <b>Z</b> |
| .26 | Układów wykrywczych i/lub alternatywnych układów alarmowych mgły olejowej (patrz UR M10)         | <b>Z</b> |
| .27 | Szczegółów połączeń mechanicznych w układach rurociągów (patrz UR P2)                            | <b>Z</b> |
| .28 | Dokumentacji do weryfikacji zgodności z wartościami dopuszczalnego przechyłu (patrz UR M46)      | <b>Z</b> |
| .29 | Dokumentów odpowiednich wymaganych w UR E22.   | <b>Z</b> |

#### Przypisy:

- 1) W celu zatwierdzenia materiałów oraz technologii spawania. Opis technologii spawania powinien obejmować procedury obróbki cieplnej przed i po spawaniu, materiały spawalnicze oraz warunki pasowania.
- 2) Dla każdego cylindra o innych wymiarach i szczegółach.
- 3) W celu porównania z odpowiednimi wymaganiami PRS dotyczącymi materiałów, badań nieniszczących i prób ciśnieniowych.
- 4) Wszystkie silniki.
- 5) Tylko dla silników o średnicy cylindra równej 200 mm lub większej, lub o objętości skrzyni korbowej większej niż 0,6 m<sup>3</sup>. Szczegółowe wymagania dotyczące dokumentacji zaworów eksplozyjnych zawarte są w punkcie 2.2.6.
- 6) Dokumentacja zawierająca wykazy ciśnień, wymiarów rur i materiałów.
- 7) Raport z prób typu można przedłożyć bezpośrednio po zakończeniu tych prób.

#### Uwagi:

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.
2. Dokumentację oznaczoną symbolem **I** należy złożyć do wglądu.

W przypadku silników DF oraz GF, z datą certyfikacji zatwierdzenia typu przypadającą 1 lipca 2019 lub po tej dacie, należy przedstawić dokumentację wymienioną w 1.3.2.2 i 1.3.2.3 oraz dodatkowo następującą dokumentację:

- |    |   |          |
|----|---|----------|
| .1 | Schemat systemu zasilania gazowego silnika lub inne równoważne dokumenty                              | <b>Z</b> |
| .2 | System rurociągów gazowych (obejmujący rurociągi z podwójnymi ścianami, tam gdzie ma to zastosowanie) | <b>Z</b> |

- |    |   |   |
|----|---|---|
| .3 | Elementy systemu dopuszczania gazu <sup>3)</sup>  | Z |
| .4 | Rozmieszczenie zaworów eksplozyjnych (skrzynia korbowa <sup>1)</sup> , kolektor powietrza doładowującego, kolektor spalin), jeżeli ma to zastosowanie | Z |
| .5 | Wykaz certyfikowanego wyposażenia bezpieczeństwa oraz poświadczenie certyfikacji  | Z |
| .6 | Zasada bezpieczeństwa   | I |
| .7 | Sprawozdanie z analizy ryzyka <sup>2)</sup>   | I |
| .8 | Specyfikacja zastosowanego gazu   | I |

Do zatwierdzenia silnika DF:

- |     |   |   |
|-----|---|---|
| .9  | Schemat systemu paliwa olejowego silnika (systemy pilotowe) lub inne równoważne dokumenty | Z |
| .10 | Ośłona rurociągów paliwowych wysokiego ciśnienia instalacji systemu pilotowego            | Z |
| .11 | Elementy wysokiego ciśnienia systemu wtrysku pilotowego paliwa olejowego <sup>3)</sup>    | Z |

Do zatwierdzenia silnika GF:

- |     |   |   |
|-----|---|---|
| .12 | System zapłonu – <b>schemat systemu lub inne równoważne dokumenty</b> | Z |
|-----|---|---|

Tam, gdzie jest to niezbędne PRS może zażądać przedstawienia dodatkowej dokumentacji.

**Przypisy:**

<sup>1)</sup> Jeśli jest to wymagane w UR M44, **patrz także 2.2.5.1**

<sup>2)</sup> Patrz par.1.4 UR M78.

<sup>3)</sup> Dokumentacja powinna zawierać zestawienie ciśnień **projektowych, roboczych**, wymiarów i materiałów rur.

**1.3.2.4** Dokumentacja turbosprężarek, chłodnic powietrza itp. – patrz 1.3.3 i 1.3.5.

**1.3.2.5** Jeżeli silnik jest wykonywany na podstawie licencji, a producent nie jest posiadaczem świadectwa uznania typu silnika, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w punktach 1.3.2.2 i 1.3.2.3, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych. PRS może żądać potwierdzenia tych zmian przez licencjodawcę – posiadacza świadectwa uznania typu.

**1.3.2.6** Elementy dokumentacji projektowej silnika objęte *Świadectwem uznania typu* dla danego typu silnika uważa się za zatwierdzone bez względu na to, czy są wytworzone przez producenta silnika, czy jego poddostawcę. Elementy dokumentacji projektowej wytworzone przez podwykonawcę producenta silnika wymagają uzyskania koniecznego zatwierdzenia przed odpowiednich dostawców (np. turbosprężarek z napędem wykorzystującym spaliny, chłodnice powietrza doładowującego, itp.), przy czym mogą mieć zastosowanie wymagania Przepisów PRS (*Publikacja 4/P – Nadzór i certyfikacja produkcji silników spalinowych oraz ich komponentów* oraz *Publikacja 115/P – Alternatywne systemy certyfikacji w nadzorze nad produkcją wyposażenia i materiałów*).

**1.3.2.7** W przypadku zmian w konstrukcji silnika dokonanych po pierwszym uznaniu przez PRS danego typu silnika należy ponownie złożyć, do rozpatrzenia przez PRS, jedynie te elementy dokumentacji projektowej, w której dokonano istotnych zmian.

**1.3.2.8** W przypadku silników, które mają być zainstalowane do specjalnych zastosowań może być wymagane dokonanie przez projektanta/licencjodawcę zmian konstrukcyjnych lub wymagań dotyczących osiągow. W tabeli 3 IACS UR M44 (Corr.1 June 2016) podano wykaz dokumentów technologicznych, które budowniczy silnika lub licencjodawca powinien dostarczyć do PRS po ich zatwierdzeniu przez projektanta silnika lub licencjodawcę. Inspektor PRS wykorzystuje otrzymane informacje do celów inspekcji podczas produkcji oraz prób silnika oraz jego elementów.

### 1.3.3 Dokumentacja klasyfikacyjna turbin



**1.3.3.1** Dla uzyskania zatwierdzenia typu turbiny należy dostarczyć do PRS następującą dokumentację:

- |     |  |              |
|-----|--|--------------|
| .1  | Opis techniczny i podstawowe dane techniczne, w tym dla turbin gazowych zależność mocy i prędkości obrotowych od temperatury powietrza na wlocie   | <b>Z</b>     |
| .2  | Rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi   | <b>Z</b>     |
| .3  | Rysunki korpusów, wirników, łopatek i ich zamocowania, uszczelnień, łożysk, palników i komór spalania, wymienników ciepła zintegrowanych z turbiną – ze specyfikacją użytych materiałów  | <b>Z</b>     |
| .4  | Specyfikacje właściwości mechanicznych i składu chemicznego użytych materiałów. Dla materiałów pracujących w temperaturach powyżej 400 °C należy podać charakterystyki temperaturowe właściwości mechanicznych oraz odporności na pełzanie i korozję | <b>W</b>     |
| .5  | Specyfikacja obróbki cieplnej części ważnych   | <b>W</b>     |
| .6  | Rysunki izolacji termicznej  | <b>Z</b>     |
| .7  | Rysunki fundamentów i mocowania  | <b>Z</b>     |
| .8  | Wykres rozkładu temperatur w turbinie przy mocy znamionowej i przy maksymalnej dopuszczalnej mocy chwilowej  | <b>W</b>     |
| .9  | Obliczenia wytrzymałościowe wirników oraz łopatek i ich zamocowania  | <b>Z</b>     |
| .10 | Analiza drgań skrętnych <sup>1)</sup> i, jeżeli mają zastosowanie, obliczenia drgań łopatek  | <b>Z, tg</b> |
| .11 | Analiza wytrzymałości podczas całego okresu eksploatacji turbiny, elementów wysoko obciążonych i pracujących w najwyższej temperaturze z uwzględnieniem odporności na pełzanie i korozję w wysokich temperaturach                                    | <b>W, tg</b> |
| .12 | Schematy układu sterowania i regulacji obrotów, układu alarmowego i układu bezpieczeństwa  | <b>Z</b>     |
| .13 | Wyczerpująca informacja o regulatorze obrotów i regulatorze bezpieczeństwa   | <b>Z</b>     |
| .14 | Schematy układów smarowego i paliwowego  | <b>Z</b>     |
| .15 | Procedura wyważania wirników   | <b>W, TG</b> |
| .16 | Analiza możliwych awarii i skuteczności układu bezpieczeństwa  | <b>W, tg</b> |
| .17 | Program prób typu <sup>2)</sup>  | <b>Z</b>     |
| .18 | Program prób wyrobu <sup>2)</sup>  | <b>Z</b>     |
| .19 | Instrukcja obsługi, w tym instrukcje postępowania w sytuacjach awaryjnych  | <b>Z, tg</b> |
| .20 | Instrukcja wykonywania przeglądów zapobiegawczych  | <b>Z, tg</b> |

**Przypisy:**

<sup>1)</sup> Patrz 1.3.3.3.

<sup>2)</sup> Programy prób powinny zawierać kryteria akceptacji. Dla turbin produkowanych jednostkowo nie wymaga się oddzielnych programów prób typu i prób wyrobu.

**Uwagi:**

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.
2. Dokumentacja oznaczona symbolem **W** wymagana jest do wglądu, co nie wyklucza stawiania przez PRS związanych z nią wymagań.
3. Dokumentację oznaczoną **tg** dostarcza się tylko dla turbin gazowych (nie dotyczy turbosprężarek doładowujących).
4. Dla turbin o mocy poniżej 100 kW oraz dla turbin przeznaczonych do celów pomocniczych zakres dokumentacji klasyfikacyjnej może być zmniejszony po uzgodnieniu z PRS.

**1.3.3.2** Dokumentacja wymienników ciepła – patrz 1.3.5.

**1.3.3.3** Aktualizowana dokumentacja typu wraz z obliczeniami drgań skrętnych dla danego układu napędowego stanowi podstawę nadzoru nad produkcją turbiny.

**1.3.3.4** Jeżeli turbina jest wykonywana na podstawie licencji, a producent nie jest posiadaczem świadectwa uznania typu turbiny, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.3.3.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian

konstrukcyjnych. PRS może żądać potwierdzenia tych zmian przez licencjodawcę – posiadacza świadectwa uznania typu.

### 1.3.4 Dokumentacja klasyfikacyjna mechanizmów

Dokumentacja mechanizmów, w tym przekładni, sprzęgieł, mechanizmów pomocniczych i pokładowych<sup>1)</sup> powinna zawierać:

- |     |  |            |
|-----|--|------------|
| .1  | Opis techniczny i podstawowe dane techniczne   | <b>W</b>   |
| .2  | Rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi   | <b>W</b>   |
| .3  | Rysunki ram fundamentowych, skrzyń korbowych, stojaków, kadłubów itp. wraz ze szczegółami i technologią spawania   | <b>W/Z</b> |
| .4  | Rysunki głowic cylindrów i tulei cylindrowych  | <b>W</b>   |
| .5  | Rysunki trzonów tłokowych, korbowodów i tłoków   | <b>W</b>   |
| .6  | Rysunki wirników dmuchaw powietrza i sprężarek   | <b>W</b>   |
| .7  | Rysunki wałów korbowych oraz innych wałów przenoszących moment obrotowy  | <b>Z</b>   |
| .8  | Rysunki zębników i kół zębatych przekładni (patrz również 4.2.1.2)   | <b>Z</b>   |
| .9  | Rysunki sprzęgieł rozłącznych i sprzęgieł elastycznych (patrz również 4.3.1.2).  | <b>Z</b>   |
| .10 | Rysunki współpracującego z głównym mechanizmem łożyska oporowego, jeżeli nie jest wbudowane w ten mechanizm  | <b>Z</b>   |
| .11 | Rysunki tłumików drgań skrętnych   | <b>Z</b>   |
| .12 | Schematy układów sterowania, regulacji, sygnalizacji i zabezpieczeń w obrębie mechanizmu   | <b>Z</b>   |
| .13 | Rysunki rurociągów w obrębie mechanizmu: paliwowych, oleju smarowego, wody chłodzącej i hydraulicznych – z informacją o stosowanych złączach elastycznych  | <b>Z</b>   |
| .14 | Rysunki izolacji termicznej, w tym rurociągów wylotowych   | <b>W</b>   |
| .15 | Obliczenia wytrzymałościowe elementów zamocowania wciągarek kotwicznych do pokładu, uwzględniające wymagania podrozdziału 6.3.8, jeżeli mają zastosowanie. |            |
| .16 | Rysunki posadowienia mechanizmów pomocniczych <sup>1)</sup> , przekładni, maszyn sterowych, wciągarek kotwicznych, cumowniczych i holowniczych             | <b>Z</b>   |
| .17 | Specyfikacje materiałowe części ważnych ze wszystkimi szczegółami prób nieniszczących, ciśnieniowych i specjalnych technologii obróbki                     | <b>Z</b>   |
| .18 | Obliczenia obciążeń statycznych i/lub dynamicznych elementów przenoszących moment obrotowy <sup>2)</sup>   | <b>W</b>   |
| .19 | Program prób <sup>3)</sup>   | <b>Z</b>   |

#### Przypisy:

<sup>1)</sup> Patrz również punkt 6.3.1 *Wciągarki kotwiczne. Wymagana dokumentacja.*

<sup>2)</sup> W zakresie uzgodnionym z PRS.

<sup>3)</sup> Tam, gdzie ma to zastosowanie, należy dostarczyć program prób typu i program prób wyrobu.

#### Uwagi:

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.
2. Dokumentacja oznaczona symbolem **W** wymagana jest do wglądu, co nie wyklucza stawiania przez PRS związanych z nią wymagań.
3. W przypadku dokumentacji oznaczonej symbolem **W/Z** pierwszy znak dotyczy konstrukcji odlewanej, a drugi spawanej.

### 1.3.5 Dokumentacja klasyfikacyjna kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła

Dokumentacja kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła powinna zawierać:

- .1 Rysunki konstrukcyjne walczków kotłów, korpusów wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych wraz z danymi do sprawdzenia wymiarów określonych w niniejszej części *Przepisów* i rozmieszczeniem zwymiarowanych złączy spawanych;

- .2 Rysunki innych podlegających odbiorowi elementów kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, z wyjątkiem chłodziń powietrza doładowującego, których wymiary określone są w niniejszej części *Przepisów*;
- .3 Rysunki rozmieszczenia armatury i jej charakterystyki;
- .4 Rysunki zaworów bezpieczeństwa z ich charakterystyką i danymi do obliczenia ich przełotu;
- .5 Specyfikacje materiałowe wraz z danymi o stosowanych materiałach dodatkowych do spawania;
- .6 Technologię spawania i obróbki cieplnej;
- .7 Schematy i rysunki urządzeń do opalania kotłów wraz z układami automatycznej regulacji, bezpieczeństwa i sygnalizacji;
- .8 Program prób;
- .9 Instrukcje obsługi i eksploatacji kotła.

### 1.3.6 Dokumentacja klasyfikacyjna pędników

Dokumentacja pędników powinna obejmować:

- .1 Rysunek ogólny;
- .2 Rysunki skrzydeł, piasty i elementów ich mocowania (dla śrub o konstrukcji składanej i śrub o skoku nastawnym);
- .3 Schematy układów sterowania śrubą o skoku nastawnym i ich opis;
- .4 Rysunki podstawowych części w piaście śruby mechanizmu zmiany skoku śrub o skoku nastawnym.

### 1.3.7 Dokumentacja klasyfikacyjna linii wałów

Dokumentacja linii wałów powinna obejmować:

- .1 Plan ogólny;
- .2 Rysunki pochwy wału śrubowego i części przynależnych;
- .3 Rysunki wałów (śrubowych, pośrednich, oporowych) wraz ze złączami i sprzęgłami sztywnym;
- .4 rysunek posadowienia na fundamencie łożyska oporowego śruby napędowej, gdy nie jest ono wbudowane w silnik główny lub przekładnię główną;
- .5 Obliczenia drgań skrętnych układu silnik główny – pędnik dla silników spalinowych o mocy znamionowej ponad 75 kW i układu silnik pomocniczy – odbiornik mocy dla silników spalinowych o mocy znamionowej ponad 110 kW. W przypadku urządzeń z napędem turbinowym lub elektrycznym konieczność przedstawienia obliczeń drgań skrętnych podlega każdorazowo uzgodnieniu z PRS;
- .6 Rysunek przejścia grodziowego wału.

### 1.3.8 Dokumentacja klasyfikacyjna urządzeń napędowo-sterowych

1.3.8.1 Dla uzyskania zatwierdzenia typu urządzenia napędowo-sterowego<sup>3)</sup> należy dostarczyć do PRS następującą dokumentację:

- |    |   |          |
|----|---|----------|
| .1 | Opis techniczny i podstawowe dane techniczne                                    | <b>Z</b> |
| .2 | Rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi                      | <b>Z</b> |
| .3 | Rysunki korpusów, wałów, przekładni   | <b>Z</b> |
| .4 | Rysunki dyszy i śruby napędowej lub innego zastosowanego pędnika                | <b>Z</b> |
| .5 | Rysunki mechanizmu nastawczego skrzydeł śruby lub łopatek pędnika cykloidalnego | <b>Z</b> |
| .6 | Rysunki łożysk i uszczelnień ruchowych wału pędnika i obrotowej kolumny pędnika | <b>Z</b> |
| .7 | Schematy hydrauliczne, elektryczne i pneumatyczne ze specyfikacją elementów     | <b>Z</b> |
| .8 | Schematy smarowania i chłodzenia, jeżeli mają zastosowanie                      | <b>Z</b> |



.9	Wykres przebiegu momentu rozruchowego silnika napędzającego obrót kolumny pędnika	W
.10	Specyfikacje materiałowe głównych części wymienionych w .3, .4 i .5 ze szczegółami dotyczącymi prób nieniszczących, ciśnieniowych i specjalnych technologii obróbki	Z
.11	Obliczenia obciążeń statycznych i/lub dynamicznych elementów przenoszących moment obrotowy <sup>1)</sup>	W
.12	Obliczenia wytrzymałości elementów mocujących urządzenie napędowo-sterowe do fundamentu <sup>1)</sup>	Z
.13	Obliczenia drgań skrętnych	Z
.14	Obliczenia przekładni zębatych i trwałości łożysk tocznych	W
.15	Instrukcję obsługi, instalowania i eksploatacji	W
.16	Program prób typu <sup>2)</sup>	Z
.17	Program prób wyrobu <sup>2)</sup>	Z

**Przypisy:**

1) W zakresie uzgodnionym z PRS.

2) Programy prób powinny zawierać kryteria akceptacji. Dla urządzeń produkowanych jednostkowo nie wymaga się oddzielnych programów prób typu i prób wyrobu.

3) Patrz także UI do postanowień SOLAS (MSC.1/Circ.1416/Rev.1).

**Uwagi:**

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.

2. Dokumentacja oznaczona symbolem **W** wymagana jest do wglądu, co nie wyklucza stawiania przez PRS związanych z nią wymagań.

**1.3.8.2** Aktualizowana dokumentacja typu stanowi podstawę nadzoru PRS nad produkcją urządzenia napędowo-sterowego.

**1.3.8.3** Jeżeli urządzenie jest wykonywane na podstawie licencji, a producent nie jest posiadaczem świadectwa uznania typu urządzenia, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.3.6.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych. PRS może żądać potwierdzenia tych zmian przez licencjodawcę – posiadacza świadectwa uznania typu.

**1.3.9 Dokumentacja klasyfikacyjna rozmieszczenia urządzeń maszynowych i wyposażenia**

Dokumentacja rozmieszczenia urządzeń maszynowych i wyposażenia powinna obejmować:

- .1 Plan rozmieszczenia mechanizmów, kotłów i urządzeń w przedziałach maszynowych oraz w pomieszczeniach awaryjnych źródeł energii z uwidocznieniem dróg ewakuacji;
- .2 Zestawienie danych charakterystycznych urządzeń maszynowych i kotłowych wraz z danymi potrzebnymi do wymaganych obliczeń;
- .3 Schemat i opis zdalnego sterowania mechanizmami głównymi, z danymi o wyposażeniu stanowisk zdalnego sterowania w urządzenia do sterowania, przyrządy kontrolno-pomiarowe i sygnalizacyjne, środki łączności i inne urządzenia;
- .4 Rysunki posadowienia na fundamencie silników głównych;
- .5 Dodatkowa dokumentacja może być wymagana na podstawie odrębnych uzgodnień wynikających z zakresu i warunków zastosowania *Publikacji 2/1 – Zapobieganie drganiom na statkach*;
- .6 Dokumenty wymienione w *Publikacji 90/P – Wskazówki dotyczące bezpiecznego powrotu do portu oraz dobrze zorganizowanej ewakuacji i opuszczenia statku pasażerskiego*.

**1.3.10 Dokumentacja klasyfikacyjna klasyfikowanego urządzenia chłodniczego**

Dokumentacja klasyfikowanego urządzenia chłodniczego powinna obejmować:



- .1 Opis techniczny urządzenia chłodniczego (do wglądu);
- .2 Obliczenie zapotrzebowania mocy urządzenia chłodniczego z podaniem obciążenia cieplnego dla każdego chłodzonego pomieszczenia ładunkowego i technologicznego odbiornika chłodniczego (do wglądu);
- .3 Plan urządzenia chłodniczego na statku;
- .4 Schematy zasadnicze instalacji czynnika chłodniczego, chłodziwa i wody chłodzącej z ukazaniem miejsc zainstalowania przyrządów kontrolno-pomiarowych i przyrządów automatyki;
- .5 Schemat instalacji chłodzenia powietrznego z ukazaniem grodzi wodoszczelnych i przegród ogniotrwałych;
- .6 Rysunki rozmieszczenia mechanizmów i urządzeń w maszynowni chłodniczej z ukazaniem dróg wyjścia;
- .7 Rysunki rozmieszczenia mechanizmów i urządzeń w pomieszczeniach chłodzonych z ukazaniem miejsc zainstalowania przyrządów do pomiaru temperatury;
- .8 Schematy zasadnicze podstawowej i awaryjnej wentylacji maszynowni chłodniczej z ukazaniem grodzi wodoszczelnych oraz podaniem krotności wymiany powietrza;
- .9 Szczegółowy opis techniczny izolacji z planem rozmieszczenia w rzucie pionowym i poziomym pomieszczeń chłodzonych wraz z przyległymi zbiornikami paliwa i/lub ładunku cieplego i informacją o znajdujących się w nich instalacjach grzewczych;
- .10 Rysunki konstrukcji węzłów izolacji z podaniem grubości warstw materiałów;
- .11 Plan rozmieszczenia na statku urządzeń chłodniczych i zamrażalniczych oraz innego technologicznego wyposażenia chłodniczego;
- .12 Schemat zasadniczy instalacji kurtyn wodnych w pomieszczeniach maszynowni chłodniczej i magazynie zapasu czynnika (dla czynników grupy II);
- .13 Schematy zasadnicze układów automatycznej regulacji, bezpieczeństwa i sygnalizacji;
- .14 Wykaz mechanizmów, zbiorników i aparatów urządzenia chłodniczego z podaniem ich charakterystyk technicznych i wytwórcy (do wglądu);
- .15 Wykaz przyrządów regulacyjnych i pomiarowych urządzeń zabezpieczających i sygnalizacyjnych z podaniem charakterystyk technicznych i wytwórcy (do wglądu);
- .16 Tablice wielkości powierzchni wygradzających chłodzone pomieszczenia ładunkowe z danymi obliczeniowymi współczynnika przenikania ciepła tych powierzchni (do wglądu);
- .17 Schemat elektryczny urządzeń chłodni;
- .18 Schematy elektryczne rozdzielnic chłodni;
- .19 Zestawienie przyrządów i aparatów elektrycznych;
- .20 Schematy sterowania, sygnalizacji i zabezpieczeń silników sprężarek chłodniczych, pomp i wentylatorów.

### 1.3.11 Dokumentacja nieklasyfikowanego urządzenia chłodniczego

Zakres dokumentacji obejmuje dokumenty wymienione w: 1.3.10.3, 1.3.10.4, 1.3.10.8 (tylko dla czynnika chłodniczego), 1.3.10.6, 1.3.10.11, 1.3.10.12 (tylko dla urządzeń pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego), 1.3.10.13 (tylko dla urządzeń zabezpieczających i sygnalizacyjnych) oraz 1.3.10.17 do 1.3.10.20.

### 1.3.12 Dokumentacja urządzeń maszynowych statku efektywnego energetycznie z dodatkowym znakiem EF w symbolu klasy

**1.3.12.1** Na każdym etapie projektowania oraz po zakończeniu prób w morzu na etapie końcowej weryfikacji osiągniętego projektowego wskaźnika efektywności energetycznej EEDI należy przedstawić do rozpatrzenia i zatwierdzenia przez PRS dokumentację odpowiednich urządzeń maszynowych.

**1.3.12.2** Zakres dokumentacji urządzeń maszynowych wymaganej dla dodatkowego symbolu klasy statku EF jest określony w *Wytycznych przeglądów i certyfikacji projektowego wskaźnika efektywności energetycznej EEDI* i w *Wytycznych dla przemysłu do obliczania i weryfikacji projektowego wskaźnika efektywności energetycznej EEDI* zawartych w *Publikacji 103/P – Wytyczne dotyczące efektywności energetycznej statków*.

### 1.3.13 Dokumentacja alternatywnych rozwiązań projektowych

Przedłożona do zatwierdzenia przez Administrację/PRS analiza techniczna alternatywnych rozwiązań projektowych, odnoszących się do instalacji maszynowych i elektrycznych, powinna zapewniać poziom bezpieczeństwa równoważny z wymaganym w *Konwencji SOLAS 1974*, jeśli rozwiązania te różnią się od rozwiązań wymaganych przez wyżej wymienioną *Konwencję*, zawartych w rozdziale II-I, Części C, D, E lub G. Analiza ta powinna być wykonana zgodnie z wytycznymi zawartymi w aneksie do cyrkularza MSC.1/Circ.1212 i MSC.1/Circ.1455.

## 1.4 Zakres nadzoru

**1.4.1** Ogólne zasady dotyczące nadzoru nad produkcją i budową urządzeń maszynowych i wyposażenia objętych wymaganiami *Części VII* podane są w *Części I – Zasady klasyfikacji* oraz w wydanych przez PRS *Zasadach działalności nadzorczej*.

**1.4.2** Nadzorowi podczas produkcji podlegają te urządzenia maszynowe i wyposażenie, których dokumentacja jest przedmiotem rozpatrzenia i zatwierdzenia, z wyjątkiem wentylatorów, dla których nie wymaga się spełnienia wymagań przeciwwybuchowych oraz mechanizmów z napędem ręcznym.

Nadzorowi podczas produkcji nie podlegają także butle do przechowywania gazów sprężonych, produkowane zgodnie z normami pod nadzorem kompetentnego organu nadzoru technicznego uznanego przez PRS.

**1.4.3** Następujące ważne części urządzeń maszynowych i wyposażenia podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- .1** Silniki spalinowe (patrz 1.4.4);
- .2** Turbiny parowe:
  - kadłub turbiny<sup>M)</sup>,
  - kadłub urządzenia manewrowego i skrzyni dyszowej<sup>M)</sup>,
  - wał, wirnik i tarcza wirnikowa,
  - łopatki<sup>M)</sup>,
  - bandaż i drut usztywniający,
  - dysze, tarcze kierownicze<sup>M)</sup>,
  - dławnice,
  - sprzęgło sztywnego połączenia wału,
  - śruby łączące części wirnika, części składowe kadłuba turbiny, sprzęgła.
- .3** Przekładnie, sprzęgła rozłączne i elastyczne:
  - kadłuby,
  - wały<sup>M)</sup>,
  - zębniaki, koła zębate, wieńce kół zębatach<sup>M)</sup>,
  - elementy sprzęgieł przenoszące moment obrotowy:
    - elementy sztywne<sup>M)</sup>,
    - elementy elastyczne,
  - śruby połączeniowe.
- .4** Sprężarki i pompy tłokowe:

- wały korbowe<sup>M)</sup>,
  - korbowody,
  - tłoki,
  - bloki cylindrowe, głowice cylindrów,
  - tuleje cylindrowe.
- .5** Pompy odśrodkowe, wentylatory, dmuchawy i turbodoładowarki z napędem wykorzystującym spaliny:
- wały,
  - wirniki robocze,
  - łopatki,
  - kadłuby.
- .6** Maszyny sterowe:
- sterownice głównego i rezerwowego urządzenia sterowego<sup>M)</sup>,
  - kwadrant sterowy<sup>M)</sup>,
  - jarzmo sterowe<sup>M)</sup>,
  - tłok z trzonem<sup>M)</sup>,
  - cylindry<sup>M)</sup>,
  - wały napędowe<sup>M)</sup>,
  - koła zębate, wieńce kół zębatych<sup>M)</sup>.
- .7** Wciągarki kotwiczne, cumownicze i holownicze:
- wały napędowe, pośrednie i główne<sup>M)</sup>,
  - koła zębate, wieńce kół zębatych,
  - koła łańcuchowe,
  - sprzęgła kłowe,
  - taśmy hamulcowe.
- .8** Hydrauliczne urządzenia napędowe, pompy śrubowe, zębate i rotacyjne:
- wały, wirniki śrubowe,
  - trzony,
  - tłoki,
  - kadłuby, cylindry, korpusy pomp śrubowych,
  - koła zębate.
- .9** Wirówki paliwa i oleju:
- wał,
  - korpus bębna, talerze bębna,
  - koła zębate.
- .10** Kotły, przegrzewacze pary, podgrzewacze wody kotłowej oraz wytwornice pary ogrzewane wodą:
- segmenty pierścieniowe, dna, ściany sitowe, walczaki, kolektory i komory<sup>M3)</sup>,
  - rury ogrzewane i nieogrzewane<sup>M3)</sup>,
  - płomienice i elementy komór ogniowych<sup>M3)</sup>,
  - ściąg długie i krótkie, belki<sup>M3)</sup>,
  - korpusy armatury na ciśnienie robocze 0,7 MPa i wyższe<sup>M3)</sup>.
- .11** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła:
- korpusy, rozdzielacze, dennice, kolektory, pokrywy<sup>M3)</sup>,
  - ściany sitowe<sup>M3)</sup>,
  - rury<sup>M3)</sup>,
  - ściąg długie i krótkie, części zamocowań<sup>M3)</sup>,
  - korpusy armatury na ciśnienie robocze 0,7 MPa i wyższe i o średnicy 50 mm i większej<sup>M3)</sup>.
- .12** Turbiny gazowe:

- kadłuby turbin i sprężarek<sup>M)</sup>,
- komory spalania<sup>M)</sup>,
- łopatkowe wirnikowe turbin i sprężarek<sup>M)</sup>,
- zespoły wirnikowe: wały, tarcze, sprzęgła<sup>M)</sup>,
- przyrządy ekspansyjne turbin;
- śruby łączące elementy wirnika, kadłuba, sprzęgieł<sup>M)</sup>,
- uszczelnienia ruchowe,
- rurociągi, armatura<sup>M)</sup>.

**.13 Urządzenia napędowo-sterowe:**

- korpusy ruchome i nieruchome<sup>M4)</sup>,
- kolumny<sup>M4)</sup>,
- wał śrubowy i wały pośrednie<sup>M4)</sup>,
- przekładnie<sup>M4)</sup>;
- sprzęgła<sup>M4)</sup>;
- pędniki<sup>M4)</sup>,
- dysze,
- śruby złączne i wpusty,
- rurociągi i armatura.

**Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

- M) – materiał elementów z odbiorem PRS.
- M1) – materiał elementów silników z cylindrami o średnicy powyżej 300 mm z odbiorem PRS.
- M2) – materiał elementów silników z cylindrami o średnicy powyżej 400 mm z odbiorem PRS.
- M3) – materiał elementów kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła klasy I i II (patrz 8.1) z odbiorem PRS.
- M4) – materiał z odbiorem PRS. Dla urządzeń napędowo-sterowych pomocniczych o mocy silnika poniżej 200 kW akceptowany jest atest producenta materiału. Wymaga się oględzin materiału przez inspektora PRS i wykonania w jego obecności próby twardości.

Powyższy wykaz nie obejmuje rurociągów i wyposażenia instalacji sprężonego powietrza oraz innych instalacji ciśnieniowych będących częścią silników i mechanizmów, dla których odbiór zastosowanych materiałów może być wymagany przez PRS.

**1.4.4** Zestawienie wymaganej dokumentacji dla elementów silników spalinowych podano w tabeli 2 w *Publikacji 4/P* (UR M72, tabela M72.2).

**1.4.5** Nadzór nad produkcją silników spalinowych i turbosprężarek z napędem wykorzystującym spaliny prowadzi się zgodnie z zasadami określonymi w następujących publikacjach PRS:

- *Publikacji 4/P – Nadzór i certyfikacja produkcji silników spalinowych oraz ich komponentów*;
- *Publikacji 28/P – Próby silników spalinowych*;
- *Publikacji 5/P – Wymagania dla turbosprężarek* i *Publikacji 115/P – Alternatywne systemy certyfikacji w nadzorze nad produkcją wyposażenia i materiałów (jeśli stosowane)* – dla turbosprężarek.

**1.4.6** Każdy silnik i mechanizm po zakończeniu montażu, regulacji i docieraniu należy poddać próbom ruchowym u producenta według programu uzgodnionego z PRS.

Próby silników spalinowych należy przeprowadzać z uwzględnieniem wymagań określonych w *Publikacji 28/P – Próby silników spalinowych*.

**1.4.7** Próby typu silników i mechanizmów należy przeprowadzać według programu zapewniającego sprawdzenie niezawodności i zdatności do długotrwałej pracy poszczególnych części, zespołów oraz silników i mechanizmów w całości.

Próby typu silników należy przeprowadzać według wymagań zawartych w *Publikacji 28/P – Próby*

*silników spalinowych.*

**1.4.8** Pod nadzorem PRS powinno się odbywać instalowanie i próby działania następujących urządzeń maszynowych i wyposażenia statków:

- .1 Silników głównych oraz ich przekładni i sprzęgieł;
- .2 Kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła;
- .3 Mechanizmów pomocniczych;
- .4 Układów sterowania, kontroli i sygnalizacji urządzeń maszynowych;
- .5 Wałów i pędników;
- .6 Urządzeń napędowo-sterowych.

Odnośnie instalowania i prób działania urządzeń pokładowych na statku- patrz *Część III – Wyposażenie pokładowe*, 1.3.

**1.4.9** Nadzorowi PRS podlegają następujące etapy budowy instalacji urządzeń chłodniczych:

- .1 Wykonanie i próby poszczególnych elementów urządzenia chłodniczego w wytwórni;
- .2 Montaż mechanizmów, aparatów i zbiorników;
- .3 Montaż instalacji czynnika chłodniczego;
- .4 Montaż instalacji chłodziwa, chłodzenia powietrznego i wody chłodzącej;
- .5 Montaż instalacji wentylacji zasadniczej i awaryjnej;
- .6 Montaż izolacji pomieszczeń chłodzonych, zamrażalników, aparatów, zbiorników i rurociągów chłodniczych;
- .7 Montaż układów sterowania, kontroli, sygnalizacji i zabezpieczeń urządzenia chłodniczego.

**1.4.10** Po zamontowaniu na statku urządzenia maszynowe, wyposażenie i urządzenia chłodnicze powinny być poddane próbom pod obciążeniem według programów uzgodnionych z PRS, obejmujących próby w morzu silników głównych, urządzeń sterowych i kotwicznych, a także określenie charakterystyk manewrowych zespołu napędowego.

**1.4.11** Nadzór PRS obejmuje zagadnienia związane z drganiami układów napędowych i mechanizmów pomocniczych na zasadach podanych w *Publikacji 2/I – Zapobieganie drganiom na statkach*.

**1.4.12** PRS uznaje w działalności nadzorczej pomiary drgań i innych wielkości fizycznych wykonane tylko przez izby pomiarów uznane przez PRS.

## 1.5 Próby ciśnieniowe

### 1.5.1 Części silników spalinowych

Części silników spalinowych należy poddawać próbom ciśnieniowym zgodnie z tabelą 2 w *Publikacji 4/P (UR M72, tabela M72.2)*.

### 1.5.2 Części mechanizmów oraz armatura

**1.5.2.1** Armaturę i części mechanizmów, pracujące pod ciśnieniem działającym od wewnątrz lub od zewnątrz, należy po ostatecznej obróbce mechanicznej, lecz przed nałożeniem powłok ochronnych, poddać próbie hydraulicznej ciśnieniem obliczonym wg wzoru:

$$p_{pr} = (1,5 + 0,1K)p \text{ [MPa]} \quad (1.5.2.1)$$

$p$  – ciśnienie robocze, [MPa];

$K$  – współczynnik określany według tabeli 1.5.2.1.

Ciśnienie próbne powinno jednak być w każdym przypadku nie niższe niż:



- ciśnienie występujące przy całkowitym otwarciu zaworu bezpieczeństwa,
- 0,4 MPa dla wszystkich przestrzeni chłodzących i ich uszczelnień oraz
- 0,2 MPa w pozostałych przypadkach.

Jeżeli temperatura lub ciśnienie robocze są wyższe od podanych w tabeli 1.5.2.1, to wysokość ciśnienia próbnego należy każdorazowo uzgodnić z PRS.

Tabela 1.5.2.1

Materiał	Temperatura robocza, [°C] do	120	200	250	300	350	400	430	450	475	500	
		Stal węglowa i węglowo-manganowa	$p$ , [MPa], do	Bez ograniczeń	20	20	20	20	10	10	-	-
	$K$	0	0	1	3	5	8	11	-	-	-	
Stal molibdenowa i molibdenowo-chromowa z zawartością molibdenu od 0,4% wzwyż	$p$ , [MPa], do	bez ograniczeń					20	20	20	20	20	20
	$K$	0	0	0	0	0	1	2	3,5	6	11	
Żeliwo	$p$ , [MPa], do	6	6	6	6	-	-	-	-	-	-	
	$K$	0	2	3	4	-	-	-	-	-	-	
Brąz, mosiądz i miedź	$p$ , [MPa], do	20	3,1	3,1	-	-	-	-	-	-	-	
	$K$	0	3,5	7	-	-	-	-	-	-	-	

**1.5.2.2** Próby ciśnieniowe części mechanizmów można przeprowadzać oddzielnie dla każdej przestrzeni, stosując ciśnienie próbne określone stosownie do ciśnienia roboczego i temperatury w danej przestrzeni.

**1.5.2.3** Części lub zespoły silników i mechanizmów, zapełniane produktami naftowymi lub ich parami (kadłuby przekładni redukcyjnych, wanny olejowe itp.), znajdujące się pod ciśnieniem hydrostatycznym lub atmosferycznym, należy poddać próbie szczelności metodą uzgodnioną z PRS. W konstrukcjach spawanych próbie szczelności wystarczy poddać tylko spoiny.

### 1.5.3 Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła

**1.5.3.1** Wszystkie części kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła po ich wykonaniu i zmontowaniu należy poddać próbom ciśnieniowym zgodnie z tabelą 1.5.3.1.

Tabela 1.5.3.1

Lp.	Wyszczególnienie	Ciśnienie próbne, [MPa]	
		po wykonaniu lub zmontowaniu elementów wytrzymałościowych, przed zainstalowaniem armatury	po całkowitym zmontowaniu wraz z armaturą
1	Kotły, przegrzewacze pary, podgrzewacze wody oraz ich części pracujące przy temperaturze niższej od 350°C	$1,5 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$	$1,25 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$
2	Przegrzewacze pary oraz ich części pracujące przy temperaturze od 350 °C wzwyż	$1,5 p_w \frac{R_c^{350}}{R_c^t}$	$1,25 p_w$
3	Zbiorniki ciśnieniowe, wymienniki ciepła <sup>1)</sup> i ich części pracujące przy temperaturze niższej niż 350°C i ciśnieniu:		-

	– do 15 MPa – powyżej 15,0 MPa <sup>2)</sup>	1,5 $p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$ 1,35 $p_w$	–
4	Wymienniki ciepła <sup>2)</sup> i ich części pracujące przy temperaturze wyższej niż 350°C i ciśnieniach: – do 15 MPa – powyżej 15 MPa <sup>2)</sup>	$1,5 p_w \frac{R_c^{350}}{R_c^t}$ $1,35 p_w \frac{R_c^{350}}{R_c^t}$	– –
5	Części urządzeń do opalania kotłów znajdujące się pod ciśnieniem paliwa	–	1,5 $p_w$ , nie mniej niż 1
6	Przestrzenie gazowe kotłów na gazy odlotowe	–	próba powietrzem o ciśnieniu równym 0,01 MPa
7	Armatura kotłów	zgodnie z 1.5.2.1, nie mniej niż 2 $p_w$	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym 1,25 $p_w$
8	Zawory zasilające kotłów i zawory zaporowe kotłów oleju grzewczego	2,5 $p_w$	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym 1,25 $p_w$
9	Armatura zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła	zgodnie z 1.5.2.1	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym 1,25 $p_w$
10	Kotły oleju grzewczego	1,5 $p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$	1,5 $p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$

**Uwagi do tabeli 1.5.3.1:**

- 1) Próbie ciśnieniowej należy poddawać oddzielnie każdą stronę wymiennika ciepła. Próby chłodnic silników wysokopiętnych – patrz tabela 1.5.1.
- 2) Dla ciśnień  $p_w = 15$  do 16,6 MPa przyjmuje się do wyznaczania ciśnienia próbnego wartość stałą  $p_w = 16,6$  MPa.  
 $p_w$  – ciśnienie robocze, [MPa].  
 $R_c^{350}$  – granica plastyczności materiału w temperaturze 350°C, [MPa].  
 $R_c^t$  – granica plastyczności materiału w temperaturze roboczej, [MPa].

**1.5.3.2** Próby ciśnieniowe należy przeprowadzać przed założeniem izolacji i przykryć ochronnych oraz po zakończeniu wszystkich prac spawalniczych na powierzchniach poddawanych próbie.

**1.5.3.3** Jeżeli po zakończeniu montażu dostęp do dokładnych oględzin powierzchni części i zespołów poddawanych próbie jest utrudniony lub niemożliwy, to takie części i zespoły należy poddać próbie przed ich zmontowaniem.

**1.5.3.4** Kotły parowe po ich ustawieniu na statku należy poddać próbie parowej ciśnieniem roboczym.

**1.5.3.5** Zbiorniki sprężonego powietrza po zainstalowaniu na statku (wraz z armaturą) należy poddać próbie powietrzem o ciśnieniu roboczym.

**1.5.4 Śruby napędowe**

**1.5.4.1** Piastę śruby o skoku nastawnym należy, po zmontowaniu śruby, poddać próbie szczelności od wewnątrz ciśnieniem równym ciśnieniu hydrostatycznemu w zbiorniku grawitacyjnym oleju smarowego, wypełnionym do poziomu roboczego. Podczas próby zaleca się kilkakrotne przesterowanie skrzydeł do ich skrajnych położań.

**1.5.4.2** Uszczelnienia wirnika pędnika cykloidalnego należy poddać próbie szczelności od wewnątrz ciśnieniem równym ciśnieniu hydrostatycznemu w zbiorniku grawitacyjnym oleju smarowego, wypełnionym do poziomu roboczego.



### 1.5.5 Elementy linii wałów

**1.5.5.1** Po zakończeniu obróbki mechanicznej następujące elementy należy poddać próbom ciśnieniowym:

- tuleje wałów śrubowych – ciśnieniem 0,2 MPa,
- pochwy wału – ciśnieniem 0,2 MPa.

**1.5.5.2** Uszczelnienie wału śrubowego, w przypadku smarowania olejowego, należy poddać po zamontowaniu próbie szczelności ciśnieniem równym ciśnieniu hydrostatycznemu w zbiorniku grawitacyjnym oleju smarowego, wypełnionym do poziomu roboczego. W czasie próby należy obracać wałem śrubowym.

### 1.5.6 Urządzenia chłodnicze

**1.5.6.1** Po zakończeniu montażu urządzenia chłodniczego na statku należy przeprowadzić próby pneumatyczne na szczelność całej instalacji czynnika chłodniczego ciśnieniem próbnym równym ciśnieniu obliczeniowemu,  $p$ , określonego według 17.2.2.

**1.5.6.2** Wszystkie próby szczelności na statku można wykonywać za pomocą suchego powietrza, dwutlenku węgla lub azotu.

**1.5.6.3** Po zakończeniu prób wymaganych w 1.5.6.1 instalacja czynnika chłodniczego powinna być osuszona oraz zbadana na szczelność metodą próżniową przy podciśnieniu nieprzekraczającym 1,0 kPa.

**1.5.6.4** Po napełnieniu instalacji czynnikiem chłodniczym należy sprawdzić szczelność złączy i armatury.

## 1.6 Materiały i spawanie

**1.6.1** Materiały przeznaczone do wykonania części silników spalinowych innych urządzeń maszynowych, kotłów, zbiorników ciśnieniowych, wymienników ciepła, śrub i wałów objętych wymaganiami Części VII powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom *Części IX – Materiały i spawanie*.

**1.6.2** Użycie materiału innego niż stal w instalacjach silnika, turbiny, przekładni dopuszcza się w następujących przypadkach:

- .1 rurociągów wewnętrznych, które w przypadku awarii nie mogą spowodować wycieku cieczy palnej na lub do wnętrza mechanizmu; lub
- .2 elementów, które są poddane rozbryzgom cieczy od wewnątrz w czasie pracy mechanizmów, takich jak pokrywy mechanizmów, pokrywy mechanizmów korbowych, osłony końcowe wału rozrzędu, drzwiczki inspekcyjne oraz misy olejowe. Warunkiem jest, aby ciśnienie wewnątrz tego elementu oraz wszystkich jego części w nich zawartych było mniejsze niż 0,18 N/mm<sup>2</sup> i aby pojemność mokrych mis olejowych nie przekraczała 100 litrów, lub,
- .3 elementów zamocowanych do mechanizmów, które spełniają kryteria prób ogniowych zgodnie z normą ISO 19921/19922 lub inną normą akceptowaną przez PRS i które zachowują odpowiednie właściwości mechaniczne dla ich przeznaczenia.

**1.6.3** Połączenia spawane należy wykonywać w zasadzie jako złącza doczołowe. Konstrukcje, w których stosowane są spoiny pachwinowe lub w których spoiny są zginane, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Przykłady stosowanych połączeń spawanych podane są w *Załączniku 1* do niniejszej części *Przepisów*.

**1.6.4** Rozmieszczenie wzdłużnych szwów spawanych w konstrukcjach składających się z kilku elementów stykających się wzdłuż jednej prostej podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**1.6.5** Przy stosowaniu stali stopowych (w tym stali żarowytrzymałych, żaroodpornych) o wysokiej wytrzymałości, staliwa lub żeliwa stopowego należy przedłożyć PRS dane dotyczące ich składu chemicznego, własności mechanicznych oraz innych własności materiału, potwierdzające możliwość zastosowania ich do produkcji danej części.

**1.6.6** Materiały zastosowane na części turbin, pracujące w wysokich temperaturach (400°C i wyższych) powinny być poddane próbie rozciągania w temperaturze obliczeniowej.

W przypadkach koniecznych PRS może zażądać przedłożenia danych o wytrzymałości materiału na pełzanie w temperaturze obliczeniowej.

**1.6.7** Na części kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła pracujące w temperaturach nieprzekraczających 400°C może być stosowana stal węglowa i węglowo-manganowa, a na części pracujące w temperaturach do 500°C – stal niskostopowa.

Dopuszcza się stosowanie wymienionych stali na części pracujące w wyższych temperaturach, pod warunkiem, że wartości przyjmowane do obliczeń wytrzymałościowych, w tym wytrzymałość na pełzanie  $R_z/100\ 000$ , są gwarantowane przez wytwórcę materiału i zgodne z obowiązującymi normami.

Części oraz osprzęt kotłów i wymienników ciepła, pracujące w temperaturach wyższych niż 500°C, należy wykonywać ze stali stopowych.

**1.6.8** Do budowy zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła dla temperatur obliczeniowych niższych niż 250°C można, za zgodą PRS, stosować stale kadłubowe spełniające wymagania rozdziału 3 z *Części IX – Materiały i spawanie*.

**1.6.9** Stosowanie stali stopowej do budowy kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Należy przy tym przedstawić dane dotyczące własności mechanicznych i wytrzymałości na pełzanie stali oraz połączeń spawanych przy temperaturze obliczeniowej, własności technologicznych, technologii spawania i obróbki cieplnej.

**1.6.10** Armatura kotłowa o średnicy do 200 mm dla ciśnień roboczych do 1,6 MPa i temperatur do 300°C – z wyjątkiem zaworów bezpieczeństwa, zasilania, szumowania i odmulania – może być wykonana z żeliwa sferoidalnego o strukturze ferrytycznej zgodnie z wymaganiami określonymi w rozdziale 15 z *Części IX – Materiały i spawanie*.

**1.6.11** Części i armatura zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła o średnicy do 1000 mm dla ciśnień roboczych do 1,6 MPa mogą być wykonane z żeliwa sferoidalnego o strukturze ferrytycznej, zgodnie z wymaganiami określonymi w rozdziale 15 z *Części IX – Materiały i spawanie*.

W pozostałych przypadkach możliwość zastosowania żeliwa podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**1.6.12** Stopy miedzi mogą być stosowane na części i armaturę kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła dla ciśnień roboczych do 1,6 MPa i temperatur obliczeniowych do 250 °C.

W pozostałych przypadkach możliwość zastosowania stopów miedzi podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**1.6.13** Rury stanowiące części wyrobów objętych wymaganiami niniejszej części Przepisów powinny w zasadzie być rurami bez szwu. W przypadku, gdy nie sformułowano specjalnych zastrzeżeń, za zgodą PRS mogą być stosowane rury spawane wzdłużnie lub spiralnie, jeżeli zostanie wykazana ich równoważność z rurami bez szwu.

**1.6.14** Stosowanie materiałów zawierających azbest w instalacjach, w tym w częściach zamiennych, jest zabronione na wszystkich statkach, zgodnie z SOLAS II-1/3-5, ujednoczoną interpretacją IACS UI SC 249 oraz cyrkularzami IMO MSC.1/Circ.1374 rev.1 i MSC.1/Circ.1379.

**1.6.15** Wały pośrednie, oporowe i śrubowe powinny być wykonywane ze stali kutej o wytrzymałości na rozciąganie nie większej niż 800 MPa.

Wały śrubowe podczas produkcji powinny być poddane badaniom ultradźwiękowym. Po zakończeniu obróbki mechanicznej następujące części wałów:

- tylny koniec cylindrycznej części wału oraz około 0,3 długości stożka od jego większej średnicy w przypadku, gdy śruba napędowa jest osadzona na stożku, lub
- tylny koniec wału śrubowego i rejon przejścia w kołnierz w przypadku, gdy śruba napędowa jest mocowana do kołnierza wału,

należy poddać badaniom w celu wykrycia wad powierzchniowych metodą defektoskopii magnetycznej lub z zastosowaniem ciekłych penetrantów.

**1.6.16** Śruby napędowe jednolite, składane i o skoku nastawnym powinny być wykonywane ze stopów miedzi lub z nierdzewnego staliwa węglowego.

Śruby napędowe statków, których prędkość nie jest czynnikiem istotnym oraz śruby o niewielkich wymiarach, eksploatowane w wodzie o niskim zasoleniu, a także piasty śrub ze skrzydłami z nierdzewnego staliwa mogą być wykonane ze staliwa węglowego.

Materiały na śruby łączące, skrzydła i piasty śrub napędowych powinny być tak dobrane, aby nie powodowały korozji elektrochemicznej.

**1.6.17** W przypadkach zastosowania na wały i śruby napędowe stali stopowych, w tym odpornych na korozję lub o wysokiej wytrzymałości, należy przedłożyć PRS dane dotyczące składu chemicznego, własności mechanicznych, technologicznych itp., potwierdzające możliwość zastosowania takich stali.

**1.6.18** Elementy mocujące i blokujące skrzydeł, osłon, tulei i uszczelnień powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozję.

## 1.7 Obróbka cieplna

**1.7.1** Części, których struktura materiałowa może ulec zmianie na skutek spawania lub obróbki plastycznej, należy poddać odpowiedniej obróbce cieplnej.

Przy obróbce cieplnej konstrukcji spawanych należy uwzględnić wymagania rozdziału 23 z *Części IX – Materiały i spawanie*.

**1.7.2** Wyżarzaniu normalizującemu podlegają:

- .1 części tłoczone na zimno, których wewnętrzny promień gięcia jest mniejszy od ich 9,5-krotnej grubości;
- .2 tłoczone na zimno: dna o grubości powyżej 8 mm i elementy uprzednio spawane;
- .3 części tłoczone na gorąco, jeżeli zakończenie tej operacji odbyło się poniżej dolnej granicy temperatur przewidzianych w odpowiednich normach dotyczących obróbki plastycznej.

**1.7.3** Wyżarzaniu odprężającemu po spawaniu podlegają:



- .1 stalowe konstrukcje spawane o zawartości węgla powyżej 0,25%;
- .2 kotły, wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe klasy I (patrz tabela 8.1) ze stali o grubości ścian powyżej 20 mm;
- .3 kotły, wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe klasy II (patrz tabela 8.1) ze stali węglowej lub węglowo-manganowej o wytrzymałości powyżej 400 MPa i o grubości ścian powyżej 25 mm;
- .4 wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe ze stali stopowych, jeżeli w odpowiednich normach wymagana jest obróbka cieplna;
- .5 ściany sitowe spawane z części, przy czym wyżarzanie zaleca się przeprowadzać przed wierceniem otworów.

## 1.8 Badania nieniszczące

**1.8.1** Badaniom nieniszczącym podczas produkcji powinny być poddawane następujące części silników i innych urządzeń produkowanych jednostkowo:

- .1 wały, wirniki i tarcze wirnikowe turbin oraz śruby łączące kadłuby turbin wysokociśnieniowych;
- .2 wały przekładni głównych i sterownice o masie powyżej 100 kg;<sup>1</sup>
- .3 koła i wieńce zębate o masie powyżej 250 kg.<sup>1</sup>

**1.8.2** Badaniom ultradźwiękowym, potwierdzonym sprawozdaniem podpisanym przez producenta, należy poddać łopatki wirników turbin głównych i pomocniczych oraz łopatki kierownicze turbin głównych.

**1.8.3** Badaniom w celu wykrycia wad powierzchniowych metodą defektoskopii magnetycznej lub z zastosowaniem ciekłych penetrantów, w rejonach uzgodnionych z inspektorem PRS, należy poddać łopatki robocze turbin głównych i pomocniczych oraz łopatki kierownicze turbin głównych.

**1.8.4** Badania nieniszczące należy wykonywać zgodnie z wymaganiami *Części IX – Materiały i spawanie*.

**1.8.5** Części silników spalinowych, dla których wymagane są badania nieniszczące zostały wymienione w tabeli 2 w Publikacji 4/P (UR M72, tabela M72.2).

## 1.9 Ogólne wymagania techniczne

**1.9.1** Konstrukcja i wyposażenie wyrobów objętych wymaganiami Części VII powinny zapewniać ich normalną eksploatację w warunkach środowiskowych określonych w punkcie 1.16 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**1.9.2** Paliwo do napędu silników i opalania kotłów powinno odpowiadać wymaganiom punktu 8.1 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**1.9.3** Nagrzewające się powierzchnie silników, mechanizmów, kotłów i wymienników ciepła powinny być izolowane zgodnie z punktem 1.11 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

<sup>1</sup> PRS może wymagać badania NDT elementów przekładni napędu oraz urządzeń napędowo-sterowych przenoszących moment obrotowy, posiadających mniejszą masę. Zakres badania należy uzgodnić z PRS.

**1.9.4** Elementy mocujące ruchome części silników i mechanizmów, a także znajdujące się w miejscach trudno dostępnych powinny mieć konstrukcyjne zabezpieczenie przed poluzowaniem się połączenia.

**1.9.5** Instalacje rurociągów w obrębie silników, mechanizmów i kotłów powinny spełniać mające zastosowanie wymagania *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**1.9.6** Wyposażenie elektryczne silników, mechanizmów i kotłów powinno spełniać wymagania *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.9.7** Elementy silników i mechanizmów stykające się z czynnikami powodującymi korozję należy wykonywać z materiałów odpornych na korozję lub pokrywać powłokami antykorozyjnymi.

W przestrzeniach chłodzących mechanizmów i chłodnic z obiegiem wody morskiej należy zastosować ochronę protektorową.

**1.9.8** Silniki i mechanizmy należy wyposażyć w przyrządy pomiarowo-kontrolne niezbędne do kontroli prawidłowości ich pracy, w ilości ustalonej przez producenta oraz spełniające wymagania określone w 1.17.

Wymagania dotyczące wyposażenia w przyrządy kontrolno-pomiarowe silników przewidzianych do eksploatacji w maszynowni bezwachtowej określone są w rozdziale 21 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.9.9** Układy sterowania zdalnego i automatycznego oraz układy alarmowe i bezpieczeństwa silników i mechanizmów powinny spełniać wymagania *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.9.10** Sterowanie automatyczne urządzeń instalacji nie powinno wykluczać sterowania lokalnego, z wyjątkiem urządzeń chłodniczych wyposażonych w dwa niezależne układy automatycznego sterowania, dla których sterowanie lokalne nie jest wymagane.

## **1.10 Silniki główne i kotły główne**

**1.10.1** W celu utrzymania odpowiedniej manewrowości i sterowania statku we wszystkich normalnych okolicznościach, główne urządzenie napędowe powinno być zdolne do zapewnienia ruchu statku wstecz.

**1.10.2** Główne urządzenie napędowe powinno być zdolne do utrzymania przy swobodnym ruchu wstecz co najmniej 70% znamionowych obrotów wprzód. Znamionowe obroty wprzód należy rozumieć jako obroty odpowiadające maksymalnej stałej mocy silnika głównego określonej w świadectwie silnika.

**1.10.3** Jeśli do napędu głównego wykorzystywane są turbiny parowe, powinny być one zdolne do utrzymania w swobodnym ruchu wstecz co najmniej 70% znamionowych obrotów wprzód przez okres co najmniej 15 minut. Próbę ruchu wstecz należy ograniczyć do 30 minut lub do okresu zgodnego z zaleceniami producenta, aby uniknąć przegrzania turbiny ze względu na wpływ oporu powietrza i tarcia.

**1.10.4** W przypadku układów napędu głównego z przekładnią nawrotną, śrubą nastawną lub silnikiem elektrycznym bieg wstecz nie powinien prowadzić do przeciążenia urządzeń napędowych. Jeżeli w układzie napędowym zastosowano rozłączalne sprzęgło, to jego załączanie nie może wywoływać przeciążeń w układzie napędowym (chwilowych, uderzeniowych, dynamicznych) mogących prowadzić do uszkodzeń elementów tego układu.

**1.10.5** Główne systemy napędowe powinny być poddawane próbom w celu zademonstrowania charakterystyki przy ruchu wstecz. Próby te powinny być wykonywane podczas prób morskich co najmniej w zakresie manewrowym systemu napędowego i przy sterowaniu ze wszystkich pozycji. Plan prób powinien być dostarczony przez stocznię i zaakceptowany przez PRS. W przypadku gdy producent określił specyficzne parametry eksploatacyjne, powinny być one uwzględnione w planie prób.

**1.10.6** Podczas prób morskich należy zademonstrować i zarejestrować charakterystyki zmiany kierunku obrotów urządzenia napędowego, włącznie z systemem sterowania skokiem skrzydła śrub ze skokiem na-stawnym.

**Uwaga:** Postanowienia 1.10.5 do 1.10.6 mają zastosowanie do statków, których kontrakt na budowę zawarto 1 lipca 2018 roku lub po tej dacie. W przypadku gdy główne lub pomocnicze urządzenia maszynowe lub urządzenie sterowe poddano znacznej naprawie, PRS powinien rozważyć czy ma to wpływ na charakterystykę reagowania system napędowego. Zakres prób morskich powinien wówczas także uwzględniać plan prób charakterystyki reakcji na ruch wstecz. Próby powinny wykazać właściwe działanie w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych co najmniej w zakresie manewrowym urządzenia napędowego, zarówno w przypadku kierunku naprzód jak i wstecz. W zależności od rzeczywistego zakresu naprawy PRS może zaakceptować zredukowanie planu prób.

**1.10.7** Statki należy tak wyposażyć, aby urządzenia napędowe i zespoły prądotwórcze mogły być uruchomione ze stanu bezenergetycznego bez pomocy z zewnątrz, przy użyciu jedynie urządzeń dostępnych na pokładzie.

Jeśli do tego celu wymagana jest awaryjna sprężarka lub prądnica, te zespoły powinny być zasilane ręcznie lub przez silnik olejowy z ręcznym rozruchem lub przez sprężarkę obsługiwaną ręcznie.

Urządzenia do uruchamiania głównych lub pomocniczych urządzeń maszynowych powinny mieć taką wydajność, aby energia rozruchu i zasilanie silnika były możliwe do uzyskania w ciągu 30 minut od rozruchu ze stanu bezenergetycznego.

Do uruchomienia urządzenia maszynowego może być wykorzystany awaryjny zespół prądotwórczy.

**1.10.8** Silnik główny jednosilnikowego układu napędowego powinien spełniać wymagania określone w 2.4.1.

**1.10.9** Na statkach nieograniczonego rejonu żeglugi liczba kotłów głównych nie powinna być mniejsza od dwóch. Możliwość zastosowania głównych silników parowych z jednym kotłem wodnorurkowym podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**1.10.10** Wykaz zalecanych części zapasowych ujęto w Załączniku 2 do niniejszej Części VII.

## **1.11 Przedziały maszynowe**

**1.11.1** Rozmieszczenie silników i mechanizmów w przedziałach maszynowych powinno być takie, aby zapewniona była możliwość przejścia z miejsc ich sterowania i obsługi do dróg ewakuacji. Szerokość przejść na całej długości nie powinna być mniejsza niż 600 mm.

Na statkach o pojemności brutto mniejszej niż 1000, szerokość przejść może być zmniejszona do 500 mm.

**1.11.2** Szerokość przejść koło rozdzielnic elektrycznych powinna spełniać wymagania 4.5.7 Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania.

**1.11.3** Dla każdego przedziału maszynowego należy przewidzieć drogi ewakuacji spełniające wymagania 2.3.3 Części V – Ochrona przeciwpożarowa.



Drugi ewakuacji z tuneli wałów napędowych i tuneli rurociągów powinny odpowiadać wymaganiom dla dróg ewakuacji z pomieszczeń maszynowych kategorii A i dodatkowo powinny być wygrozione szybami wodoszczelnymi, wyprowadzonymi ponad płaszczyznę najwyższej wodnicy ładunkowej. Jedna z takich dróg ewakuacji może prowadzić do przedziałów maszynowych.

Drzwi z tuneli wałów napędowych i rurociągów, prowadzące do przedziałów maszynowych i pompowni ładunkowych, powinny odpowiadać wymaganiom zawartym w podrozdziale 7.3 *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

**1.11.4** Pomieszczenia warsztatów, stanowisk do prób wtryskiwaczy, wirówek itp. pomieszczenia, wygrozione wewnątrz przedziałów maszynowych, mogą mieć wyjścia tylko do tych pomieszczeń. CMK wygrozione wewnątrz przedziału maszynowego powinno mieć oprócz wyjścia do tego pomieszczenia niezależną drogę ewakuacji. Przy niewielkich rozmiarach przedziału maszynowego lub gdy wyjście z CMK znajduje się w pobliżu jednej z dróg ewakuacji z maszynowni, za zgodą PRS można nie przewidywać niezależnej drogi ewakuacji z CMK.

**1.11.5** Jeżeli dwa przyległe przedziały maszynowe są ze sobą połączone drzwiami i każde ma tylko jedną drogę ewakuacji przez szyb, to szyby te należy umieścić po przeciwległych burtach.

**1.11.6** Wyjścia z przedziałów maszynowych powinny znajdować się w takich miejscach, z których są dojścia na pokład łodziowy (ewakuacyjny).

**1.11.7** Wszystkie drzwi oraz pokrywy luków wyjściowych i świetlików, przez które możliwe jest wyjście z przedziałów maszynowych, powinny być otwierane i zamykane z obu stron. Na pokrywach takich luków wyjściowych i świetlików należy umieścić wyraźny napis zakazujący kładzenia na nich jakichkolwiek przedmiotów.

Pokrywy świetlików niebędących wyjściami powinny mieć urządzenia do ich zamykania od zewnątrz.

## **1.12 Rozmieszczenie silników, mechanizmów i elementów wyposażenia**

**1.12.1** Rozmieszczenie silników, mechanizmów, kotłów, elementów wyposażenia, rurociągów i armatury powinno być takie, aby był możliwy do nich dostęp dla obsługi, wykonywania napraw w przypadku awarii oraz demontażu i transportu poza statek. Należy spełnić również wymagania 1.11.1.

**1.12.2** Odnośnie rozmieszczenia zbiorników paliwa olejowego w przedziałach maszynowych patrz *Część VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*, 8.2.

**1.12.3** Kotły pomocnicze instalowane we wspólnym pomieszczeniu z silnikami spalinowymi należy, w obrębie urządzenia do opalania, otoczyć przegrodą metalową lub należy zastosować inne środki zapobiegające przeniesieniu płomienia na wyposażenie przedziału maszynowego w przypadku wyrzucenia płomienia z paleniska.

**1.12.4** Dookoła kotłów pomocniczych opalanych paliwem ciekłym i umieszczonych na platformach lub pokładach pośrednich w pomieszczeniach niewodoszczelnych należy zainstalować olejoczelne zrębnice o wysokości nie mniejszej niż 200 mm.

**1.12.5** Wymagania dotyczące rozmieszczenia podstawowych i awaryjnych źródeł energii elektrycznej, urządzeń elektrycznych oraz tablic rozdzielczych zawarte są w *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

## **1.13 Montaż silników, mechanizmów i elementów wyposażenia**

**1.13.1** Silniki, mechanizmy i elementy wyposażenia wchodzące w skład urządzeń maszynowych należy ustawiać na mocnych i sztywnych fundamentach. Konstrukcja fundamentów powinna odpowiadać wymaganiom rozdziału 12 *Części II – Kadłub*.

**1.13.2** Kotły należy ustawiać na fundamentach w taki sposób, aby ich spoiny nie znajdowały się na podporach.

**1.13.3** W celu zabezpieczenia kotłów przed przesunięciem należy zainstalować odpowiednie stopery i ściągi, uwzględniając przy tym zapewnienie możliwości termicznego wydłużenia się korpusu kotła.

**1.13.4** Mechanizmy i inne urządzenia mogą być umieszczone na dnie wewnętrznym, grodziach wodoszczelnych, ścianach tunelu linii wałów lub ścianach zbiorników paliwa, pod warunkiem mocowania ich na fundamentach lub wspornikach przyspawanych do usztywnień lub do poszycia w miejscu bezpośrednio usztywnionym.

**1.13.5** Jeżeli istnieje konieczność ustawienia silników lub mechanizmów na podkładkach elastycznych, to należy stosować podkładki o konstrukcji uznanej przez PRS z uwzględnieniem postanowień zawartych w *Publication 102/P – European Union Recognized Organizations Mutual Recognition Procedure for Type Approval*. Ustawianie silników i mechanizmów na podkładkach z tworzyw sztucznych podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Tworzywa sztuczne powinny być uznane przez PRS.

**1.13.6** W celu zapewnienia odpowiedniego posadowienia zespołu napędowego we wszystkich warunkach eksploatacyjnych, poszczególne komponenty (silnik, przekładnia) powinny być skutecznie i trwale zamocowane do fundamentu (sztywno lub elastycznie) zgodnie z instrukcjami instalacyjnymi producenta. Obliczenia dopuszczalnych ugięć komponentów elastycznych, z uwzględnieniem wszystkich obciążeń sta-tycznych i dynamicznych (jeśli ma to zastosowanie) powinny być wykonane i zweryfikowane przez PRS. Należy zapewnić, aby bezpiecznie były kompensowane nie tylko napór pędnika oraz ciężar zespołu napędowego, ale także siły reakcji od momentu obrotowego silnika oraz zależny od przełożenia moment obrotowy przekładni oraz obciążenia od sił bezwładności na skutek kołysania wzdłużnego i boczno-ego. W obliczeniach należy uwzględnić obciążenia dynamiczne od przyspieszenia masy, jeśli istnieją (patrz *Przepisy klasyfikacji i budowy morskich jednostek szybkich, Część II*, p. 5.2.1.3 oraz 5.2.1.4).

**1.13.7** W przypadku gdy przekładnia znajduje się pod działaniem siły naporu pędnika należy stosować stopery lub śruby pasowane. Stopery, jako stałe podpory w kierunku wzdłużnym (stopery czołowe) lub kierunku poprzecznym (stopery boczne), powinny być w stanie przenosić obciążenia zewnętrzne niezależnie od śrub fundamentowych przenoszących obciążenia przez tarcie. Pomiędzy stoperami a płytą fundamentową urządzeń należy zastosować podkładki klinowe lub podwójnie klinowe. Podkładki klinowe powinny być zabezpieczone przez spawanie na całej długości. Nie należy stosować przekładek dystansowych.

**1.13.8** Elementy mocujące (śruby, śruby dwustronne, nakrętki) urządzenia maszynowe powinny być wykonane zgodnie z normą ISO 898-1 lub równoważną.

**1.13.9** Śruby fundamentowe powinny być śrubami z łbem i należy je instalować tak aby możliwe było sprawdzenie wstępnego naprężenia śruby. Wymagane naprężenie wstępne śrub fundamentowych powinno być określone zgodnie z wymaganiami producenta. Śruby powinny mieć klasę wytrzymałości co najmniej 8.8.



**1.13.10** Śruby mocujące do fundamentów silniki główne, silniki i mechanizmy pomocnicze oraz łożyska nośne linii wałów powinny być zabezpieczone przed odkręcaniem się. Spoiny szepne nie są dozwolone na śrubach i nakrętkach fundamentów.

**1.13.11** W przypadku zastosowania elastycznych zamocowań ze śrubami wstępnie napinającymi (np. seria T firmy Vulkan) montaż na pokładzie powinien być przeprowadzony ściśle według instrukcji producenta. Zamocowania powinny być dokładnie napinane wstępnie, a śruby wstępnie napinające można usunąć po posadowieniu ciężaru silnika na zamocowaniach elastycznych, w przeciwnym przypadku elementy gumowe mogą nie działać prawidłowo. Wbudowany scentralizowany ogranicznik zapewnia bezpieczeństwo zespołu w przypadku uszkodzenia gumy i zapobiega nieprawidłowym ugięciom w czasie ekstremalnych ruchów zespołu napędowego. Położenie ogranicznika powinno być wyregulowane zgodnie z instrukcją producenta.

**1.13.12** Jeśli pomiary na statku wykazają, że w warunkach obciążeń statycznych ograniczniki stykają się z podkładką fundamentową zamocowania elastycznego, może być to zaakceptowane pod warunkiem jeśli dodatkowa analiza (np. analiza drgań lub pomiar drgań) wykaże akceptowalny poziom drgań na silniku lub komponentach krytycznych.

**Uwaga:** Warunki przejściowe stykania się ogranicznika z podkładką fundamentową ze względu na dynamiczne ruchy statku nie są uważane za krytyczne.

**1.13.13** Posadowienie zespołu napędowego na fundamencie może być przeprowadzone po zakończeniu osiowania linii wałów, przy uwzględnieniu tolerancji zalecanych przez producenta. Należy uważać, aby współosiowość poszczególnych komponentów zespołu napędowego nie uległa zmianie podczas wykonywania operacji posadowienia. Należy przestrzegać instrukcji instalacyjnych producenta.

**1.13.14** Silniki i mechanizmy o poziomej osi obrotu wału należy ustawiać równoległe do płaszczyzny symetrii statku. Inny kierunek ustawienia może być akceptowany pod warunkiem, że konstrukcja silnika lub mechanizmu zapewnia pracę przy takim ustawieniu w warunkach określonych w *Part VI*, 1.16.1 i 1.16.2.

**1.13.15** Silniki do napędu prądnic należy ustawiać na wspólnych fundamentach z prądnicami.

## **1.14 Urządzenia sterujące silnika głównego**

**1.14.1** Konstrukcja i rozmieszczenie urządzeń rozruchowych oraz urządzeń zmieniających liczbę i kierunek obrotów powinny być takie, aby jedna osoba mogła wykonać rozruch i przestawienie każdego silnika.

**1.14.2** Kierunek ruchu dźwigni i pokręteł należy oznaczać strzałkami i napisami informacyjnymi.

**1.14.3** Na stanowiskach sterowania na mostku nawigacyjnym przestawianie dźwigni sterujących silnikami głównymi w kierunku od siebie lub w prawo, a w przypadku pokręteł w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara, powinno odpowiadać ruchowi statku naprzód.

Na dodatkowych stanowiskach sterowania statkiem mogą być ustalone, po uzgodnieniu z PRS, odmiennie kierunki ruchu dźwigni.

**1.14.4** Konstrukcja urządzeń sterujących powinna wykluczać możliwość samoczynnej zmiany nastawy.

**1.14.5** Urządzenia sterujące silników wyposażonych w obracarki wałów z napędem mechanicznym powinny mieć blokadę uniemożliwiającą uruchomienie silnika przy włączonej obracarce.

**1.14.6** Zaleca się, aby telegraf maszynowy był zablokowany z urządzeniami do rozruchu i zmiany kierunku obrotów w sposób uniemożliwiający pracę przy obrotach w kierunku przeciwnym do zadanego.

**1.14.7** Przekazywane z mostka rozkazy dotyczące mechanizmów napędowych statku powinny być wskazywane w centrali manewrowo-kontrolnej lub, w zależności od sytuacji, na pomoście manewrowym, jeśli ma to zastosowanie.

## **1.15 Sterowanie mechanizmami i stanowiska sterowania**

**1.15.1** Główne i pomocnicze mechanizmy ważne dla napędu, sterowania i bezpieczeństwa statku należy wyposażyć w skuteczne środki do ich obsługi i sterowania. Wszystkie układy sterowania ważne dla napędu, sterowania i bezpieczeństwa statku powinny być niezależne lub tak zaprojektowane, aby awaria jednego z układów nie wykluczała działania innego układu.

Niezależnie od zdalnego sterowania, zawsze powinna istnieć możliwość sterowania mechanizmami głównymi i pomocniczymi, ważnymi dla napędu i bezpieczeństwa statku, z miejsca usytuowanego bezpośrednio na lub w pobliżu tych mechanizmów.

**1.15.2** Lokalne stanowiska sterowania silnikami głównymi powinny być wyposażone w:

- urządzenia sterujące,
- przyrządy kontrolno-pomiarowe do obserwacji pracy urządzeń napędu głównego w zakresie ustalonym przez wytwórcę,
- obrotomierze i przyrządy wskazujące kierunek obrotu wału śrubowego,
- przyrządy wskazujące położenie skrzydeł śrub o skoku nastawnym,
- środki łączności.

**1.15.3** Na statkach wyposażonych w kilka silników głównych, w przekładnie nawrotne lub w śruby o skoku nastawnym należy przewidzieć wspólne stanowisko sterowania.

**1.15.4** W przypadku zastosowania zdalnego lub zdalnie automatycznego sterowania urządzeniami napędu głównego powinny być spełnione odpowiednie wymagania rozdziału 20 i 21 *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.15.5** Stanowiska na skrzydłach mostka nawigacyjnego powinny być połączone ze stanowiskiem sterowania na mostku, tak aby sterowanie z każdego z nich mogło być prowadzone bez żadnych przełączeń.

## **1.16 Środki łączności**

**1.16.1** Należy przewidzieć co najmniej dwa niezależne środki łączności do przekazywania rozkazów z mostka nawigacyjnego do miejsca w przedziale maszynowym lub w CMK, z którego normalnie odbywa się sterowanie silnikami. Jednym z nich powinien być telegraf maszynowy, zapewniający wizualną identyfikację przekazywanych rozkazów i ich potwierdzeń zarówno w przedziale maszynowym, jak i na mostku nawigacyjnym, wyposażony w dobrze słyszalny sygnał dźwiękowy, różniący się od innych sygnałów stosowanych w danym pomieszczeniu (patrz też rozdział 7 *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*). Drugi środek łączności powinien być niezależny od telegrafu maszynowego i powinien umożliwiać weryfikację przekazywanych rozkazów sterowania silnikami i ich potwierdzeń.

Należy również przewidzieć środek łączności umożliwiający identyfikację zarówno przekazywanych rozkazów sterowania silnikami, jak i ich potwierdzeń pomiędzy mostkiem nawigacyjnym i przedziałem maszynowym a innymi miejscami, z których można sterować obrotami lub

kierunkiem naporu śrub. Dwa blisko położone stanowiska sterowania mogą być wyposażone w jeden wspólny środek łączności.

**1.16.2** Należy przewidzieć dwustronną łączność między maszynownią a pomieszczeniami mechanizmów pomocniczych i kotłownią, a ponadto na zbiornikowcach – między maszynownią a pompownią.

**1.16.3** Pomiędzy mostkiem nawigacyjnym a pomieszczeniem maszyny sterowej należy przewidzieć środki łączności umożliwiające przekazywanie rozkazów oraz potwierdzeń ich wykonania.

**1.16.4** W przypadku środków łączności służących do przeprowadzania rozmów należy zastosować środki zapewniające słyszalność podczas pracy silników i mechanizmów.

### **1.17 Przyrządy kontrolno-pomiarowe**

**1.17.1** Dokładność wskazań obrotomierzy powinna zawierać się w przedziale  $\pm 2,5$  % zakresu pomiarowego. W przypadku ustalenia zabronionych zakresów obrotów silnika głównego (patrz 16.4), powinny one być wyraźnie i trwale oznaczone na tarczach wszystkich obrotomierzy.

**1.17.2** Przyrządy kontrolno-pomiarowe w instalacjach paliwa, oleju smarowego i innych olejów łatwo zapalnych powinny być wyposażone w zawory lub kurki, służące do odcinania dopływu czynnika do tych przyrządów. Czujki termometrów powinny być umieszczane w szczelnych tulejkach.

## 2 SILNIKI SPALINOWE

### 2.1 Wymagania ogólne

**2.1.1** Wymagania niniejszego rozdziału mają zastosowanie do wszystkich wysokoprężnych silników spalinowych o mocy znamionowej równej 55 kW lub większej.

Zastosowanie tych wymagań w odniesieniu do silników wysokoprężnych o mocy znamionowej poniżej 55 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**2.1.2** Dany typ silnika charakteryzują:

- .1 średnica cylindra;
- .2 skok tłoka;
- .3 sposób wtrysku paliwa (wtrysk bezpośredni lub pośredni);
- .4 rodzaj paliwa (paliwo ciekłe, paliwo gazowe lub paliwo mieszane);
- .5 rodzaj pracy (czterosuw lub dwusuw);
- .6 sposób wymiany ładunku (zasysanie naturalne lub doładowanie);
- .7 maksymalna moc znamionowa z cylindra, znamionowa prędkość obrotowa i maksymalne ciśnienie użyteczne;
- .8 rodzaj doładowania (doładowanie w systemie pulsacyjnym lub w systemie stałego ciśnienia);
- .9 sposób chłodzenia powietrza doładowującego (z chłodzeniem lub bez, ilość stopni chłodzenia);
- .10 układ cylindrów (układ rzędowy lub układ widlasty).

**2.1.3** Uznaje się, że silniki są tego samego typu, jeśli wszystkie parametry i dane określone w 2.1.2 są takie same i nie różnią się w istotny sposób konstrukcją, elementami i materiałami.

**2.1.4** Moc znamionowa\*) silników spalinowych powinna być zapewniona w warunkach otoczenia określonych w tabeli 2.1.4.

**Tabela 2.1.4**

Warunki otoczenia	Dla statków nieograniczonego rejonu żeglugi	Dla statków ograniczonych rejonów żeglugi (poza strefą tropikalną)
Ciśnienie atmosferyczne	100 kPa (750 mm Hg)	100 kPa (750 mm Hg)
Temperatura powietrza	+45°C	+40°C
Wilgotność względna powietrza	60%	50%
Temperatura wody za burtą	+32°C	+25°C

**2.1.5** Silniki napędu głównego powinny być zgodne z wymaganiami określonymi w podrozdziale 1.10 z niniejszej Części VII.

**2.1.6** Połączone bezpośrednio z cylindrami przestrzenie przedmuchowe silników wodzikowych należy wyposażyć w uzgodnioną z PRS instalację gaśniczą, niezależną od instalacji gaśniczej maszynowni.

Na statkach z maszynownią bezwachtową przestrzenie przedmuchowe silników głównych powinny być wyposażone w instalację wykrywczą, przekazującą sygnał alarmowy w przypadku pożaru.

\*) Jako moc znamionową przyjmuje się moc określoną przez producenta silnika, osiąganą w nieograniczonym czasie w warunkach podanych w tabeli 2.1.4, przy obciążeniach mechanicznych i cieplnych nie większych niż określone przez producenta i potwierdzone próbą pracy silnika.

**2.1.7** Silniki napędowe awaryjnych zespołów prądotwórczych powinny być wyposażone w niezależną instalację paliwową, wody chłodzącej i smarowania.

Do napędu tych silników może być stosowane paliwo o temperaturze zapłonu par od 43°C wzwyż.

**2.1.8** Silniki wysokoprężne o mocy znamionowej większej niż 130 kW montowane na statkach budowanych w dniu 1 stycznia 2000 r. lub po tej dacie oraz silniki poddane znacznej przebudowie w dniu 1 stycznia 2000 r. lub po tej dacie, powinny spełniać wymagania zawarte w *Publikacji 69/P – Okrętowe silniki spalinowe. Kontrola emisji tlenków azotu*.

**2.1.9** Okrętowe silniki wysokoprężne wyposażone w system oczyszczania gazów spalinowych z  $NO_x$  za pomocą selektywnej redukcji katalitycznej (SCR) powinny spełniać wymagania prawidła 13 z *Załącznika VI do Konwencji MARPOL*. Dodatkowe wytyczne dotyczące projektowania, prób, przeglądów i certyfikacji silników wyposażonych w system SCR zawiera *Publikacja 98/P – Wytyczne dotyczące wymagań dla okrętowych silników wysokoprężnych wyposażonych w system oczyszczania gazów spalinowych z  $NO_x$  za pomocą selektywnej redukcji katalitycznej (SCR)*.

## 2.2 Kadłub silnika

**2.2.1** Konstrukcja skrzyni korbowej oraz drzwi skrzyni korbowej powinny mieć wystarczającą wytrzymałość, aby wytrzymać przewidywane ciśnienia, które mogą powstać podczas eksplozji w skrzyni korbowej, biorąc pod uwagę zainstalowanie zaworów eksplozyjnych. Drzwi skrzyni korbowej powinny mieć odpowiednio silne i bezpieczne zamocowanie, aby łatwo nie uległy przemieszczeniu w wyniku eksplozji w skrzyni korbowej.

**2.2.2** Na kadłubie silnika i stykających się z nim elementach należy przewidzieć urządzenia odwadniające (rowki ściekowe, rurociągi itp.) lub zastosować inne środki w celu wykluczenia możliwości przedostania się paliwa i wody do oleju obiegowego, jak również przedostawania się oleju do wody chłodzącej.

Przestrzenie chłodzące powinny mieć urządzenia spustowe zapewniające całkowite usunięcie z nich wody.

**2.2.3** W zasadzie nie należy przewidywać wentylowania skrzyń korbowych silników ani stosowania urządzeń, które mogłyby spowodować dopływ powietrza z zewnątrz. Jeżeli zastosowano wymuszone usuwanie gazów ze skrzyń korbowych (np. w celu wykrywania dymu w skrzyni korbowej), to podciśnienie w nich nie powinno przekraczać 0,25 kPa.

Nie należy łączyć rur odpowietrzających ani rur ściekowych oleju smarowego z dwóch lub więcej silników.

Dla silników o mocy znamionowej do 750 kW może być wykonane odsysanie powietrza ze skrzyni korbowej przez turbosprężarki – pod warunkiem zainstalowania sprawnie działających oddzielaaczy oleju.

Średnica rur odpowietrzających skrzynię korbową powinna być jak najmniejsza, przy czym ich końce powinny być wyposażone w armaturę odcinającą płomień oraz wykonane tak, aby unieвозмоwić dostanie się wody do silnika. Rury odpowietrzające powinny być wyprowadzone na otwarty pokład do miejsc, z których wykluczone jest zasysanie par do pomieszczeń służbowych i mieszkalnych.

**2.2.4** Skrzynie korbowe silników o średnicy cylindrów powyżej 200 mm oraz silników o objętości skrzyni korbowej przekraczającej 0,6 m<sup>3</sup> powinny być wyposażone w urządzenia bezpieczeństwa (zawory eksplozyjne) w sposób następujący:

- .1 silniki o średnicy cylindrów nieprzekraczającej 250 mm należy wyposażyć w co najmniej jeden zawór na każdym końcu, przy czym silniki o ośmiu i więcej cylindrach dodatkowo w jeden zawór w pobliżu środka silnika;
- .2 silniki o średnicy cylindra od 250 mm do 300 mm należy wyposażyć w takie zawory na co najmniej co drugim układzie tłokowym (minimum 2 zawory na silniku);
- .3 silniki o średnicy cylindra powyżej 300 mm należy wyposażyć w jeden zawór na każdym układzie tłokowym.

**2.2.5** Powierzchnia czynna przepływu w zaworze eksplozyjnym nie może być mniejsza niż 45 cm<sup>2</sup>. Sumaryczna powierzchnia przepływu zaworów eksplozyjnych na jednym silniku powinna wynosić co najmniej 115 cm<sup>2</sup> na każdy 1m<sup>3</sup> całkowitej objętości skrzyni korbowej. Od całkowitej objętości skrzyni korbowej można odliczyć objętość elementów nieruchomych na stałe zamontowanych w skrzyni korbowej, przy czym elementy obracające się lub wykonujące ruch posuwisto-zwrotny muszą być włączone do jej całkowitej objętości.

**2.2.6** Urządzenia bezpieczeństwa (zawory eksplozyjne) powinny spełniać następujące wymagania:

- .1 zawory eksplozyjne powinny być typu uznanego przez PRS i powinny posiadać *Świadectwo uznania typu wyrobu*, wystawione dla konfiguracji odpowiadającej rozwiązaniu konstrukcyjnemu przewidzianemu w instalacji silnika. Zasady przeprowadzania prób dla uzyskania uznania typu zaworów eksplozyjnych podane są w *Publikacji 68/P – Procedura prób dla uznania typu zaworów eksplozyjnych*;
- .2 konstrukcja zaworu powinna zapewniać natychmiastowe jego otwarcie przy nadciśnieniu w skrzyni korbowej nieprzekraczającym 0,02 MPa oraz szybkie jego zamknięcie uniemożliwiające dopływ powietrza do skrzyni korbowej;
- .3 wyloty należy ekranować tak, aby osoby znajdujące się w pobliżu silnika były zabezpieczone przed wyrzucanym płomieniem;
- .4 zawory eksplozyjne skrzyni korbowej powinny być wyposażone w lekkie, obciążone sprężynami płytki zaworów lub inne szybkodziałające samozamykające się urządzenia obniżające ciśnienie w skrzyni korbowej w przypadku wewnętrznej eksplozji i zapobiegające będącemu jej wynikiem przepływowi powietrza;
- .5 płytki zaworów w zaworach eksplozyjnych skrzyni korbowej powinny być wykonane z materiału ciągliwego, zdolnego do przeniesienia obciążenia udarowego wynikającego z kontaktu ze stoperami/zderzakami w pozycji pełnego otwarcia;
- .6 jeżeli zawór nadmiarowy ma być instalowany w skrzyni korbowej wraz z rozwiązaniem ekranującym skutki emisji z zaworu eksplozyjnego po wybuchu, to w czasie badań typu wyrobu należy sprawdzić, czy ekranowanie takie nie ma negatywnego wpływu na efektywność działania zaworu;
- .7 dokumentacja zaworów eksplozyjnych przedstawiona do PRS powinna obejmować dokumentację montażową i eksploatacyjną zaworów eksplozyjnych skrzyni korbowej, identycznych z zamontowanymi w danym silniku. Dokumentacja powinna zawierać:
  - opis zaworu wraz ze szczegółami ograniczeń funkcjonalnych i projektowych,
  - kopię *Świadectwa uznania typu*,
  - instrukcję montażu,
  - instrukcje konserwacji i napraw obejmujące badanie oraz wymianę wszystkich uszczelnień,
  - procedurę/opis czynności po wystąpieniu eksplozji.

**Uwaga:**

Egzemplarz instrukcji montażu i konserwacji zaworów eksplozyjnych powinien znajdować się na statku.

- .8 zawory powinny posiadać odpowiednie oznaczenia zawierające następujące informacje:



- nazwę i adres wytwórcy,
- oznaczenie typu i wielkości,
- miesiąc i rok produkcji,
- zatwierdzony sposób montażu.

**2.2.7** Na pokrywach skrzyni korbowej po obu stronach silnika należy umieścić tabliczki lub napisy ostrzegające, że nie należy otwierać drzwi, pokryw lub wzierników przed upływem określonego czasu, potrzebnego do wystarczającego ostygnięcia części silnika po jego zatrzymaniu. Dopuszcza się umieszczenie tego ostrzeżenia na stanowisku manewrowym.

**2.2.8** W przypadku silników o średnicy cylindra od 230 mm wzwyż należy przewidzieć środki sygnalizujące osiągnięcie dopuszczalnej wartości nadciśnienia w cylindrach.

**2.2.9** Oddzielne przestrzenie skrzyni korbowej, takie jak przekładnia lub przestrzeń łańcucha napędu wału rozrządu lub podobnych napędów, których całkowita objętość przekracza 0,6 m<sup>3</sup>, powinny być wyposażone w dodatkowe zawory eksplozyjne, spełniające wymagania punktów 2.2.5 i 2.2.6.

Przestrzenie silników, w których następuje przedmuch, posiadające otwarte połączenie z cylindrami powinny być wyposażone w zawory eksplozyjne.

**2.2.10** Silnik powinien być wyposażony w system wykrywania mgły olejowej (lub urządzenie monitorujące temperaturę łożysk albo urządzenie równoważne) zapewniający:

- alarm i zmniejszenie prędkości silnika – wymaganie dotyczy silników wolnoobrotowych o mocy znamionowej 2250 kW i większej lub jeżeli średnica cylindra jest większa niż 300 mm,
- alarm i zatrzymanie silnika – wymaganie dotyczy silników średnioobrotowych i wysokoobrotowych o mocy znamionowej 2250 kW i większej lub jeżeli średnica cylindra jest większa niż 300 mm.

System wykrywania mgły olejowej powinien być typu uznanego przez PRS.

Urządzenia monitorujące temperaturę łożysk lub równoważne urządzenia bezpieczeństwa powinny być typu uznanego przez PRS.

Zaleca się, aby silnik był wyposażony w alarm wysokiej temperatury łożyska oporowego, jeżeli znajduje się ono wewnątrz silnika i ma połączenie ze skrzynią korbową.

**Uwaga:**

Za urządzenie równoważne uznaje się np. rozwiązanie konstrukcyjne stosowane w silnikach wysokoobrotowych, wykluczające ryzyko eksplozji w skrzyni korbowej.

**2.2.11** W celu zabezpieczenia silnika spalinowego przed wybuchem w skrzyni korbowej należy spełnić następujące wymagania:

- .1** wentylacja skrzyni korbowej i każde rozwiązanie, które może spowodować przepływ zewnętrznego powietrza wewnątrz skrzyni korbowej są generalnie niedozwolone; przy czym nie dotyczy to silników na paliwo gazowe (DFD), w których należy zapewnić system wentylacji skrzyni korbowej, zgodnie z wymaganiem punktu 2.12.3.2;
- .2** jeżeli zainstalowano rurociągi/przewody wentylacyjne, muszą one być tak małe, jak jest to możliwe, aby zminimalizować ilość dopływającego powietrza po wystąpieniu eksplozji w skrzyni korbowej;
- .3** jeżeli zastosowano wymuszone usuwanie gazów z mgłą olejową ze skrzyni korbowej (np. w celu wykrywania mgły olejowej), to podciśnienie w skrzyni korbowej nie może przekraczać wartości  $2,5 \times 10^{-4}$  N/mm<sup>2</sup> (2,5 mbar);

- .4 w celu uniknięcia połączenia pomiędzy skrzyniami korbowymi i możliwego rozprzestrzeniania się ognia w wyniku eksplozji, przewody wentylacyjne skrzyń korbowych i rurociągi odprowadzające przecieki oleju z poszczególnych silników powinny być niezależne dla każdego silnika;
- .5 końce rurociągów odprowadzające przecieki oleju smarnego z misy olejowej do zbiornika przecieków muszą być zanurzone w oleju;
- .6 należy zamontować tabliczkę ostrzegawczą albo na stanowisku sterowniczym, albo, co jest zalecane, na drzwiach skrzyni korbowej po obu stronach silnika. Napis ostrzegawczy powinien informować, że w każdym wypadku podejrzenia wzrostu temperatury (przegrzania) wewnątrz skrzyni korbowej nie można otwierać drzwi do skrzyni korbowej lub też wzierników inspekcyjnych przed upływem odpowiedniego czasu, wystarczającego na schłodzenie silnika po jego zatrzymaniu;
- .7 czujniki mgły olejowej oraz inne urządzenia monitorujące montowane w silniku muszą mieć świadectwo uznania typu wyrobu wystawione przez PRS lub inną uznaną instytucję klasyfikacyjną i być przebadane zgodnie z wymaganiami określonymi w *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania* (w tabeli 21.3.1-1) i spełniać wymagania podpunktów od .8 do .19;
- .8 system wykrywania mgły olejowej i sposób jego montażu muszą być zgodne z zaleceniami producenta silnika i zaleceniami wytwórcy systemu wykrywania mgły olejowej.

W instrukcji obsługi systemu wykrywania mgły olejowej należy zamieścić następujące dane:

- schemat systemu wykrywania mgły olejowej i systemu ostrzegawczego, pokazujący punkty poboru próbek w skrzyni korbowej oraz układ rurociągów lub kabli wraz z podaniem wymiarów rurociągów doprowadzonych do czujników,
  - dowód dokonania analizy uzasadniającej przyjętą lokalizację punktów pomiarowych oraz częstotliwość poboru próbek (jeżeli ma to zastosowanie) w odniesieniu do konstrukcji i geometrii skrzyni korbowej oraz przewidywanych miejsc podwyższonej koncentracji oleju,
  - instrukcję konserwacji i kalibracji,
  - informację dotyczącą badania typu lub badania w czasie eksploatacji dla silnika z zamontowanym testowym systemem zabezpieczającym, posiadającym uznany system wykrywania mgły olejowej;
- .9 kopia instrukcji konserwacji i kalibracji urządzeń do wykrywania mgły olejowej, wymaganej w .8, powinna znajdować się na pokładzie statku;
  - .10 informacje o bieżącej pracy systemu wykrywania mgły olejowej i alarmach muszą być dostępne do odczytu w bezpiecznej odległości od silnika;
  - .11 każdy silnik powinien być wyposażony w swój własny niezależny system wykrywania mgły olejowej i w sygnalizację alarmową;
  - .12 system wykrywania i sygnalizacji mgły olejowej powinien zapewniać możliwość przeprowadzenia testowania/kalibracji na stanowisku próbnym oraz na pokładzie statku, zarówno w stanie zimnym, jak i podczas pracy silnika, w czasie normalnych warunków eksploatacji, zgodnie z procedurami testowymi uznanymi przez PRS;
  - .13 alarmy oraz wyłączenie systemu wykrywania/monitorowania i zastosowane rozwiązania konstrukcyjne muszą być zgodne z wymaganiami rozdziałów 20 i 21 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*;

W przypadku gdy gaz ziemny jest stosowany jako paliwo, wymagania dotyczące sygnałów alarmowych i wyłączeń powinny być zgodne z odpowiednią częścią *Publikacji 117/P*.

- .14 konstrukcja urządzeń do wykrywania mgły olejowej powinna zapewniać alarmowanie w przypadku przewidywalnych, funkcjonalnych awarii sprzętu i instalacji;



- .15 system wykrywania mgły olejowej powinien sygnalizować, że jakakolwiek z czujek optycznych zamontowanych w urządzeniu i stosowanych do określania stężenia/poziomu mgły olejowej jest całkowicie lub częściowo zasłonięta/zakryta, w stopniu mającym wpływ na wiarygodność wskazań i alarmów;
- .16 jeżeli system wykrywania mgły olejowej wykorzystuje programowalne urządzenia elektroniczne, ich rozwiązania należy uzgodnić z PRS;
- .17 dokumentacja szczegółowa i schematy pokazujące rozwiązanie układu wykrywania i sygnalizacji mgły olejowej podlegają zatwierdzeniu przez PRS, zgodnie z wymaganiami punktu 1.3.2, podpunkt .28;
- .18 urządzenia do wykrywania mgły olejowej muszą być po zmontowaniu sprawdzone na stanowisku próbnym oraz na statku, aby pokazać funkcjonalną sprawność systemu wykrywania i sygnalizacji. Badania należy wykonać w warunkach i zgodnie z programem prób zatwierdzonym przez PRS;
- .19 w przypadku zastosowania rozwiązania do okresowego/sekwencyjnego wykrywania mgły olejowej częstotliwość próbkowania powinna być możliwie jak największa, a czas próbkowania tak krótki, jak to jest praktycznie możliwe;
- .20 w przypadku zastosowania alternatywnych metod zapobiegających wytwarzaniu mgły olejowej, która mogłaby doprowadzić do powstania potencjalnie wybuchowych warunków w skrzyni korbowej, należy dostarczyć do PRS szczegółową dokumentację do rozpatrzenia i zatwierdzenia. W dokumentacji tej należy zamieścić następujące informacje:
  - dane techniczne silnika – typ, moc, prędkość obrotowa, skok, średnica cylindra i objętość skrzyni korbowej,
  - szczegóły rozwiązań zapobiegających potencjalnemu wytworzeniu się środowiska wybuchowego w skrzyni korbowej, takich jak np. monitorowanie temperatury łożysk, temperatury rozbryzganego oleju, ciśnienia w skrzyni korbowej, rozwiązania zapewniające recyrkulację,
  - dokumenty potwierdzające skuteczność zastosowanych rozwiązań przeciwdziałających wytworzeniu się potencjalnych warunków wybuchowych wraz z informacjami o doświadczeniu eksploatacyjnym,
  - instrukcje obsługi i eksploatacji;
- .21 w przypadku, gdy proponowane jest wprowadzenie gazu obojętnego do skrzyni korbowej w celu zminimalizowania możliwego wybuchu w skrzyni korbowej, należy dostarczyć do PRS, do zatwierdzenia, dokumentację techniczną tego rozwiązania.

**Uwaga:**

Wymagania określone w p. 2.2.11 dotyczą silników spalinowych, instalowanych na statkach z klasą PRS, jeżeli:

- 1) wniosek o certyfikację silnika nosi datę 1 stycznia 2015 r. lub późniejszą;
- 2) silnik instalowany jest na statku, kontrakt na budowę którego zawarto w dniu 1 stycznia 2015 r. lub po tej dacie.

**2.2.12** Wymagania dotyczące układów alarmowych oraz bezpieczeństwa awaryjnych tłokowych silników spalinowych znajdują się w podrozdziale 9.4 Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania* Przepisów klasyfikacji budowy statków morskich.

**2.3 Wał korbowy**

**2.3.1** Wał korbowy powinien być obliczony dla obciążeń wynikających z wartości mocy znamionowej silnika. Wymiary elementów wału wykonanego jako całość lub półskładanego powinny spełniać wymagania zawarte w *Publikacji 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych*.

**2.3.2** Konstrukcje wałów korbowych nieobjętych zakresem zastosowania *Publikacji 8/P* lub wałów wykonanych z żeliwa sferoidalnego o  $500 \leq R_m \leq 700$  MPa podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS, przy czym wymagane jest przedłożenie pełnych obliczeń wytrzymałościowych lub danych doświadczalnych.



**2.3.3** Promień podtoczenia przejścia wału w kołnierz nie powinien być mniejszy niż 0,08 średnicy wału.

**2.3.4** Powierzchniowe utwardzanie cieplne czopów wałów korbowych nie powinno obejmować rejonu przejścia czopa w ramię, z wyjątkiem przypadków, gdy wał został w całości poddany utwardzaniu.

**2.3.5** Na zewnętrznej stronie połączenia ramion wykorbionych z czopami głównymi wałów półskładanych należy nanieść kreski kontrolne.

**2.3.6** Jeżeli w podstawie silnika wbudowane jest łożysko oporowe, to średnica wału oporowego nie powinna być mniejsza od określonej w punkcie 15.4 niniejszej Części VII i dla statków ze wzmocnieniami lodowymi zgodna z *Publication 122/P-Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision* (jeżeli ma to zastosowanie).

## 2.4 Przepłukiwanie i doładowanie

**2.4.1** W przypadku awarii turbosprężarki silnik główny dla jednosilnikowego układu napędowego powinien rozwijać moc równą co najmniej 20% jego mocy znamionowej.

**2.4.2** Silniki główne, dla których turbosprężarki nie zapewniają wystarczającego doładowania przy uruchamianiu i przy pracy z niską prędkością obrotową, należy wyposażać w dodatkowy układ doładowania powietrzem, umożliwiający uzyskanie prędkości obrotowej silnika, przy której turbosprężarki zapewniają odpowiednie doładowanie.

**2.4.3** Zasobnie powietrza silników dwusuwowych z waporowymi pompami przepłukującymi oraz przelotnie mające bezpośrednie połączenie z cylindrami należy wyposażać w zawory bezpieczeństwa, ustawione na ciśnienie przewyższające ciśnienie powietrza przepłukującego o nie więcej niż 50%.

Powierzchnia wolnego przekroju zaworów bezpieczeństwa nie powinna być mniejsza niż 30 cm<sup>2</sup> na każdy metr sześcienny objętości zasobni powietrza, przy czym do objętości tej należy wliczać objętość przestrzeni podłokowych silników wodzikowych z przegrodą, jeżeli w przestrzeniach tych nie stosuje się sprężania powietrza przepłukującego.

## 2.5 Instalacja paliwowa

**2.5.1** Rurociągi paliwowe wysokociśnieniowe powinny być wykonywane ze stalowych rur grubościennych bez szwu i nie powinny mieć połączeń spawanych ani lutowanych.

**2.5.2** Wszystkie zewnętrzne wysokociśnieniowe rurociągi paliwowe pomiędzy wysokociśnieniowymi pompami paliwa i wtryskiwaczami powinny być zabezpieczone systemem przewodów osłaniających, zdolnych do zatrzymania paliwa w przypadku uszkodzenia rurociągu wysokociśnieniowego. W systemie przewodów osłaniających należy przewidzieć urządzenia do gromadzenia przecieków oraz alarm informujący o uszkodzeniu rurociągu paliwa.

Jeżeli jako osłonowe zastosowano przewody elastyczne, to powinny one być typu uznanego.

Jeżeli w powrotnych przewodach paliwowych pulsacja ciśnienia przekracza 2 MPa, to powinny być one skutecznie osłonięte.

**2.5.3** Wszystkie powierzchnie o temperaturze powyżej 220°C, na które może wytrysnąć strumień paliwa z uszkodzonego rurociągu, powinny być odpowiednio izolowane.

**2.5.4** Rurociągi paliwowe powinny być, tak dalece jak jest to praktycznie możliwe, osłonięte lub w inny odpowiedni sposób zabezpieczone przed rozpyleniem lub przeciekiem paliwa na gorące powierzchnie, wloty powietrza do urządzeń maszynowych lub inne źródła zapłonu. Liczba połączeń w takiej instalacji powinna być ograniczona do minimum.

**2.5.5** W odniesieniu do zamontowanych na silnikach filtrów paliwa i oleju mają zastosowanie wymagania podane w 12.4 niniejszej Części VII oraz w punktach 8.8.4, 8.8.6, 8.10.1.4.4, 9.3.4 i 9.3.5 z Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych.

## **2.6 Smarowanie**

**2.6.1** Silniki główne i silniki pomocnicze o mocy ponad 37 kW powinny mieć urządzenia alarmowe, dające sygnał dźwiękowy i świetlny w przypadku niesprawności układu smarowania.

**2.6.2** Na każdym króćcu doprowadzającym olej do cylindrów silników, jak również na króćcach umieszczonych w górnej części tulei należy zainstalować zawór zwrotny.

## **2.7 Chłodzenie**

W przypadku zastosowania rur teleskopowych do chłodzenia tłoków lub do doprowadzania oleju do części ruchomych należy przewidzieć zabezpieczenie przed uderzeniami hydraulicznymi.

## **2.8 Urządzenia rozruchowe**

**2.8.1** Rurociągi powietrza rozruchowego na silniku wysokoprężnym, oprócz zaworu zwrotnego wymaganego w punkcie 12.4.3 z Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych, należy wyposażać w płytkę bezpiecznikową lub w urządzenie zatrzymujące płomień:

- dla silników nawrotnych posiadających główny kolektor rozruchowy – na każdym króćcu doprowadzającym sprężone powietrze do zaworów rozruchowych,
- dla silników nienawrotnych – na wlocie do kolektora powietrza rozruchowego.

Wymaganie to nie ma zastosowania w odniesieniu do silników o średnicy cylindrów mniejszej niż 230 mm.

**2.8.2** Silniki z rozruchem elektrycznym zaleca się wyposażać w zawieszane prądnice do automatycznego ładowania baterii akumulatorów rozruchowych.

**2.8.3** Urządzenia rozruchowe silników awaryjnych zespołów prądotwórczych powinny spełniać wymagania określone w podrozdziale 9.5 z Części VIII – Urządzenia elektryczne i automatyka.

## **2.9 Instalacja wydechowa**

Dla silników z pulsacyjnym zasilaniem turbodoładowarek z napędem wykorzystującym spaliny należy przewidzieć urządzenie zapobiegające przedostawaniu się do turbodoładowarek odłamków pierścieni tłokowych i zaworów.

## **2.10 Sterowanie i regulacja**

**2.10.1** Silniki główne powinny być wyposażone w ograniczniki momentu obrotowego (dawki paliwa), zapobiegające obciążeniu silnika momentem większym od znamionowego, wynikającym z mocy określonej w warunkach podanych w tabeli 2.1.4.

Jeżeli zgodnie z żądaniem armatora powinna istnieć możliwość przeciążenia momentem w trakcie eksploatacji, to maksymalny przeciążeniowy moment obrotowy nie powinien przekraczać 1,1 znamionowego. W takim przypadku silnik powinien być wyposażony w ogranicznik momentu, odpowiadający jednemu z następujących warunków:

- .1 ogranicznik powinien być dwupołożeniowy, przełączany przez obsługę na moment znamionowy i na maksymalny moment przeciążeniowy, przy czym przełączenie na moment maksymalny powinno być widoczne na stanowisku sterowania silnikiem;
- .2 ogranicznik powinien być ustawiony na maksymalny moment przeciążeniowy i powinno być przewidziane urządzenie sygnalizacyjne świetlne lub dźwiękowe, działające nieprzerwanie przy przekroczeniu momentu znamionowego.

**2.10.2** W przypadku silników do napędu prądnic powinna w trakcie eksploatacji istnieć możliwość ich krótkotrwałego okresowego przeciążenia momentem obrotowym równym 1,1 znamionowego, przy znamionowej liczbie obrotów.

Silniki do napędu prądnic powinny być wyposażone w ogranicznik momentu obrotowego (dawki paliwa), zapobiegający obciążeniu silnika momentem większym od 1,1 znamionowego, wynikającego z mocy określonej dla warunków otoczenia podanych w tabeli 2.1.4.

**2.10.3** Stopień nierównomierności biegu zespołów prądotwórczych nie powinien przekraczać wartości określonych w punkcie 4 Załącznika 2 do Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**2.10.4** Urządzenia rozruchowe i nawrotne powinny być tak wykonane, aby wykluczyć możliwość:

- .1 pracy silnika na obrotach o kierunku przeciwnym do zadanego;
- .2 wykonania nawrotu silnika przy włączonym dopływie paliwa;
- .3 rozruchu silnika przed wykonaniem nawrotu;
- .4 rozruchu silnika przy włączonej obracarce wału.

**2.10.5** Każdy silnik główny powinien mieć regulator obrotów zapobiegający wzrostowi prędkości obrotowej o więcej niż 15% powyżej prędkości znamionowej.

Oprócz powyższego regulatora obrotów każdy silnik główny o mocy znamionowej 220 kW lub większej, który może być wysprzęglony lub który napędza śrubę o skoku nastawnym, powinien być wyposażony w oddzielne urządzenie zapobiegające wzrostowi prędkości obrotowej silnika o więcej niż 20% prędkości znamionowej.

Równoważne rozwiązanie może być zaakceptowane po specjalnym rozpatrzeniu.

Urządzenie zapobiegające nadmiernemu wzrostowi prędkości obrotowej, łącznie z jego mechanizmem napędzającym, powinno być niezależne od wymaganego wyżej regulatora obrotów.

**2.10.6** Elektroniczne regulatory obrotów głównych silników spalinowych włączone do zdalnego systemu sterowania powinny spełniać następujące warunki:

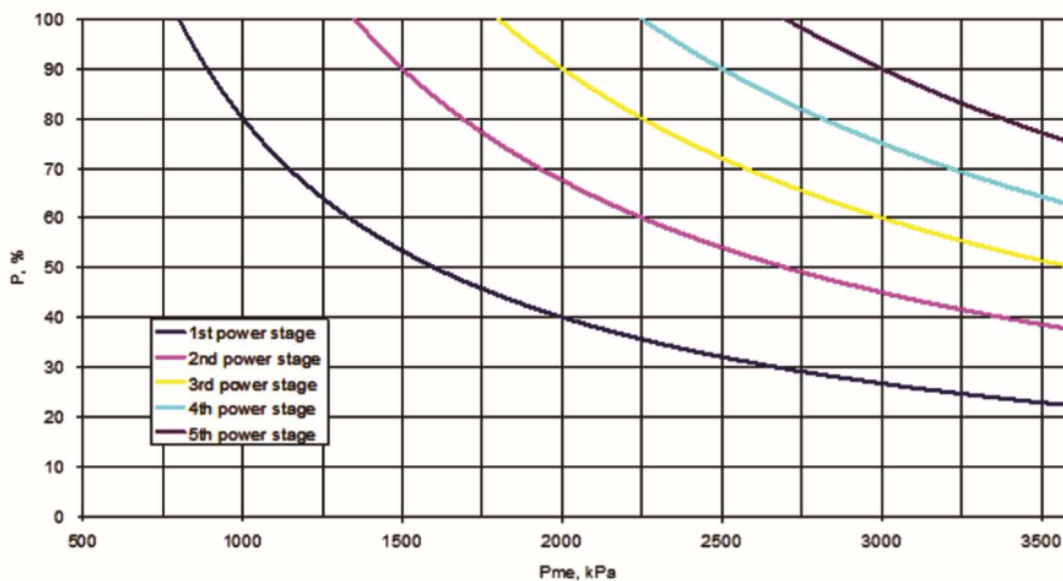
- .1 w przypadku gdy zanik mocy w regulatorze może spowodować poważne i nagłe zmiany w obrotach oraz kierunku naporu pędnika, należy zapewnić zapasowe źródło zasilania;
- .2 zawsze powinno być możliwe lokalne sterowanie silnikiem i w tym celu odłączenie zdalnego sygnału powinno być możliwe z lokalnego stanowiska sterowania, z uwzględnieniem tego że sterowanie obrotami zgodnie z 2.10.5 nie jest dostępne dopóki nie zostanie zapewniony dodatkowy osobny regulator do takiego lokalnego trybu sterowania;
- .3 oprócz powyższego, elektroniczne regulatory obrotów oraz ich siłowniki powinny być poddane próbie typu zgodnie z Publikacją 11/P.

**2.10.7** Każdy silnik napędzający prądnicę podstawową lub awaryjną powinien mieć regulator obrotów zapewniający spełnienie następujących wymagań:

- .1 Chwilowa zmiana częstotliwości napięcia w sieci elektrycznej nie powinna przekraczać  $\pm 10\%$  częstotliwości znamionowej. Po takiej zmianie, częstotliwość napięcia powinna być przywrócona do wartości znamionowej po upływie nie więcej niż 5 s, przy załączanym lub wyłączanym odbiorniku o maksymalnej mocy.

W przypadku wyłączenia odbiornika o maksymalnej mocy znamionowej równej mocy prądnicy, dopuszcza się chwilową zmianę prędkości obrotowej przekraczającą 10% prędkości znamionowej, o ile nie spowoduje to zadziałania urządzenia zapobiegającego nadmiernemu wzrostowi prędkości obrotowej (patrz 2.10.5).

- .2 W zakresie obciążeń pomiędzy 0 – 100% obciążenia znamionowego ustalona prędkość obrotowa po zmianie obciążenia nie powinna odbiegać od prędkości znamionowej o więcej niż  $\pm 5\%$  prędkości znamionowej.
- .3 Powinna być zapewniona możliwość obciążania prądnicy w dwóch etapach (patrz też podpunkt .4) – tak, aby prądnica bez obciążenia mogła być nagle obciążona 50% mocy znamionowej, a następnie (po ustaleniu się prędkości obrotowej) pozostałymi 50% mocy. Ustalenie się prędkości obrotowej powinno być osiągnięte po upływie nie więcej niż 5 s. Ustalenie się prędkości obrotowej uznaje się za osiągnięte, jeżeli wahania obrotów nie przekraczają wartości  $+1\%$  zadeklarowanej prędkości obrotowej przy nowym obciążeniu.
- .4 W szczególnych przypadkach PRS może zaakceptować obciążenie prądnicy w więcej niż w dwóch etapach, zgodnie z rys. 2.10.6.4 (jako wytyczne dotyczące spodziewanego maksymalnego dopuszczalnego nagłego wzrostu mocy 4-suwowych silników spalinowych), jeżeli zostanie to uzasadnione w fazie projektowania i potwierdzone próbami elektrowni okrętowej. Należy przy tym uwzględnić moce wyposażenia elektrycznego włączającego się automatycznie i sekwencyjnie po powrocie napięcia w szynach, a także – dla prądnic pracujących równolegle – przypadek przejścia obciążenia przez jedną z nich po wyłączeniu drugiej.



Objaśnienia:

$P_{me}$  – średnie ciśnienie użyteczne dla mocy deklarowanej,

$P_1$  – skok mocy w zależności od mocy deklarowanej w miejscu zainstalowania,

1– pierwszy etap obciążenia,

2– drugi etap obciążenia,

3– trzeci etap obciążenia,

4– czwarty etap obciążenia,

5– piąty etap obciążenia.

Rys. 2.10.6.4.

Krzywe graniczne maksymalnego dopuszczalnego nagłego skoku mocy w zależności od średniego ciśnienia użytecznego,  $P_{me}$ , przy deklarowanej mocy (obciążanie silnika spalinowego 4-suwowego).



- .5 Awaryjne zespoły prądowórcze powinny spełniać wymagania określone w .1 i .2 nawet, gdy:
- a) następuje nagłe obciążenie mocą znamionową, lub
  - b) nastąpi stopniowe obciążenie całkowitą mocą znamionową, przy czym:
    - całkowita moc jest dostarczana w ciągu 45 s od zaniku zasilania w rozdzielnicę głównej,
    - powinny być określone i zademonstrowane maksymalne stopnie przyrostu obciążenia,
    - system rozdziału energii jest zaprojektowany w taki sposób, aby maksymalne stopniowe przyrosty obciążenia nie były przekraczane,
    - czas i sekwencja obciążania określone powyżej należy zademonstrować w czasie prób na statku.

Oprócz regulatora obrotów każdy silnik o mocy 220 kW i większej, napędzający prądnicę, powinien być wyposażony w oddzielne urządzenie zapobiegające wzrostowi prędkości obrotowej silnika o więcej niż 15% prędkości znamionowej.

**2.10.8** Zespoły prądowórcze przewidziane do pracy równoległej powinny odpowiadać dodatkowo wymaganiom podrozdziału 3.2.2 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**2.10.9** Elektroniczne regulatory prędkości obrotowej powinny spełniać mające zastosowanie wymagania *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**2.10.10** Urządzenia sterujące silnika głównego i stanowiska sterowania powinny spełniać wymagania podrozdziałów 1.14 i 1.15 z niniejszej *Części VII*.

## **2.11 Tłumiki drgań skrętnych**

**2.11.1** Konstrukcja tłumika powinna umożliwiać pobieranie próbek oleju.

**2.11.2** Do smarowania sprężynowych tłumików drgań powinien w zasadzie być wykorzystywany obiegowy układ smarowania silnika.

**2.11.3** Konstrukcja tłumika instalowanego na wolnym końcu wału korbowego powinna zapewniać możliwość podłączenia do wału korbowego przyrządów do pomiaru drgań skrętnych.

## **2.12 Bezpieczne działanie silnika spalinowego zasilanego gazem niskociśnieniowym**

### **2.12.1 Zastosowanie**

Wymagania tego podrozdziału mają zastosowanie do morskich silników spalinowych bezwodzikowych zasilanych gazem ziemnym jako paliwem, **których dotyczy zakres rozdziału. Może on także obejmować silniki zasilane podobnymi paliwami, których podstawowym składnikiem jest metan (biometan lub metan syntetyczny). System zasilania gazowego powinien zapewniać to, że silnik będzie zawsze zasilany paliwem w stanie gazowym. Rozdział ten nie obejmuje wymagań dotyczących gazu w stanie ciekłym lub schłodzonym. Silniki mogą być silnikami dwupaliwowymi (silniki DF), gazowymi (silniki GF), lub ich kombinacją oznaczającą zdolność do dzielenia paliwa.**

**Silniki DF oraz GF nie są dopuszczone do zastosowań w warunkach awaryjnych.**

Należy także uwzględnić, na ile ma to zastosowanie, obowiązujące kodeksy międzynarodowe dotyczące gazowców (Kodeks IGC) oraz innych statków spalających paliwa o niskim punkcie zapłonu (Kodeks IGF – patrz także Publikacja PRS 117/P).

Szczegółowe wymagania Kodeksu IGF, o których mowa w niniejszym rozdziale, powinny być stosowane do typów silników, których ten rozdział dotyczy, zainstalowanych na jakimkolwiek statku, niezależnie od jego typu, rozmiaru i obszaru handlowego, o ile kodeks IGC nie jest przywołany lub wyraźnie nie określono inaczej.

## 2.12.2 Analiza ryzyka

### 2.12.2.1 Zakres analizy ryzyka

Analiza ryzyka powinna dotyczyć:

- a) wady lub niewłaściwego działania każdego systemu lub jego składnika biorącego udział w operacjach gazowych silnika;
- b) wycieku gazu przed zestawem zaworów odcinającą upustowych;
- c) bezpieczeństwa silnika zasilanego gazem w przypadku awaryjnego wyłączenia lub awarii zasilania;
- d) wzajemnego oddziaływania między systemem paliwa gazowego a silnikiem.

**Uwaga:** Ze względu na zakres analizy ryzyka, należy zauważyć że awarie systemu na zewnątrz silnika, dotyczące np. systemu magazynowania paliwa lub zasilania paliwem, mogą wymagać reakcji ze strony systemu sterowania i monitorowania silnika w przypadku alarmu lub wadliwego działania. I odwrotnie, awarie tych systemów zewnętrznych mogą, z perspektywy statku, wymagać dodatkowych działań w zakresie bezpieczeństwa poza wymaganymi przez analizę ograniczonego ryzyka silnika wymaganą w niniejszym rozdziale.

### 2.12.2.2 Forma analizy ryzyka

Analiza ryzyka powinna być wykonana zgodnie z normą międzynarodową IEC 31010:2019: *Risk management - Risk assessment techniques, (Zarządzanie ryzykiem – Techniki oceny ryzyka)* lub zgodnie z inną uznaną normą.

Wymagana analiza powinna być oparta na koncepcji pojedynczej awarii, która oznacza, że w tym samym czasie ma być rozpatrywana tylko jedna awaria. Powinny być rozpatrywane zarówno awarie wykrywalne jak i nie wykrywalne. Należy także uwzględnić awarie będące skutkami pojedynczej awarii innego komponentu.

### 2.12.2.3 Procedura analizy ryzyka

Analiza ryzyka powinna:

- 1) identyfikować wszystkie możliwe awarie w rozpatrywanym wyposażeniu oraz systemach, które mogą prowadzić:
  - a) do przenikania gazu do komponentów lub miejsc nie przeznaczonych do tego celu, oraz/lub
  - b) do zapłonu, pożaru lub wybuchu.
- 2) oceniać skutki (patrz także 2.12.3)
- 3) identyfikować metody wykrywania awarii, tam gdzie jest to niezbędne
- 4) jeśli ryzyko nie może być wyeliminowane, identyfikować środki korygujące:
  - a) w projekcie systemu, takie jak:
    - i) redundancja
    - ii) urządzenia bezpieczeństwa, środki służące monitorowaniu lub sygnalizowaniu alarmu, które umożliwiają ograniczone działanie systemu
  - b) w działaniu systemu, takie jak:
    - i) inicjowanie redundancji
    - ii) uruchamianie alternatywnych metod działania.

Wyniki analizy ryzyka powinny być udokumentowane.



#### 2.12.2.4 Wyposażenie oraz systemy poddawane analizie

Analiza ryzyka wymagana dla silników powinna obejmować co najmniej następujące aspekty:

- a) awarię systemów lub komponentów wykorzystujących gaz, w szczególności:
    - a. rurociągi gazowe oraz ich obudowę, jeśli została zainstalowana
    - b. zawory dopływu gazu;

**Uwaga:** W analizie nie powinny być uwzględniane awarie komponentów zasilania gazowego nie umieszczonych bezpośrednio na silniku, takich jak zespoły zaworów odcinająco - upustowych oraz inne komponenty systemu zasilania gazowego.
  - b) awarię systemu zapłonu (wtrysk pilotowy paliwa olejowego, świece zapłonowe, świece żarowe);
  - c) awarię systemu regulacji stosunku powietrza do paliwa (obieg powietrza doładowującego, zawór sterowania ciśnieniem gazu, itp.);
  - d) w przypadku silników, w których gaz jest wtryskiwany powyżej turbosprężarki
    - a. sprężarka, awaria komponentu, która może powodować powstanie źródła zapłonu (punkty zapalne);
  - e) awarię spalania gazu lub nieprawidłowe spalanie (nieprawidłowy zapłon, stukanie);
  - f) awarię systemów monitorowania, sterowania i bezpieczeństwa silnika;
- Uwaga:** W przypadku gdy w skład silników wchodzi systemy sterowania elektronicznego, należy przeprowadzić analizę przyczyn i skutków wad (FMEA) zgodnie z przypisem 5 do Tabeli 1 UR M44.
- g) obecność gazu w komponentach silnika (np. w kolektorze wlotu powietrza lub zasobni powietrza i kolektorze spalin) oraz w systemach zewnętrznych przyłączonych do silników (takich jak: system wody chłodzącej kanałów spalinowych, system oleju hydraulicznego, itp.);
  - h) zmiany w trybach eksploatacyjnych silników DF;
  - i) potencjalne zagrożenie zbierania się gazu w skrzyni korbowej, w przypadku silników bezwładzowych patrz Kodeks IGF 10.3.1.2 oraz UR M10.
  - j) ryzyko wybuchu skrzyni korbowej w związku z jej aktywną wentylacją, której skutkiem jest przepływ powietrza z zewnątrz do skrzyni, (patrz UR M10).

#### 2.12.3 Zasady ogólne

**2.12.3.1** Producent powinien zadeklarować dopuszczalne proporcje składowe gazu dla danego silnika oraz minimalną i maksymalną (jeśli jest stosowana) liczbę metanową.

**2.12.3.2** Elementy zawierające gaz lub te, które mogą go zawierać powinny mieć konstrukcję:

- a) minimalizującą ryzyko pożaru i wybuchu, tak aby wykazać odpowiedni poziom bezpieczeństwa analogiczny do silników zasilanych paliwem olejowym;
- b) zmniejszając skutki ewentualnego wybuchu do poziomu tolerowanego ryzyka, ze względu na wytrzymałość komponentów lub zamocowanie odpowiednich urządzeń nadmiarowych zatwierdzonego typu.

Wytrzymałość komponentów układu urządzeń przeciwwybuchowych powinna być udokumentowana (np. jako część analizy ryzyka) lub wykazana w inny sposób jako wystarczająca w przypadku wybuchu o największej skali.

Patrz także 12.2 oraz 10.3 Kodeksu IGF.

**Uwaga:**

1. Upust przez urządzenia przeciwwybuchowe powinien zapobiegać przechodzeniu płomienia do przestrzeni maszynowej i powinien być tak zaprojektowany, aby nie stanowił narażenia dla personelu lub nie uszkadzał innych elementów lub instalacji silnika.
2. Urządzenia przeciwwybuchowe powinny być wyposażone w łapacze płomieni.

### 2.12.4 Wymagania projektowe dotyczące rurociągów gazowych

Wymagania te mają zastosowanie do rurociągów gazowych zamontowanych na silniku. Rurociągi powinny być zaprojektowane zgodnie z kryteriami przyjętymi dla rurociągów gazowych (ciśnienie projektowe, grubości ścian, materiały, zestawianie rurociągów i szczegóły dotyczące połączeń, itp.) podanymi w *Kodeksie IGF*, Rozdział 7 lub *Kodeksie IGC* Rozdział 5.1 do 5.9 oraz 16, zgodnie z zastosowaniem.

Inne połączenia wspomniane w 7.3.6.4.4 *Kodeksu IGF* mogą być zaakceptowane pod warunkiem poddaniu ich zatwierdzeniu typu zgodnie z wymaganiami UR P2.7 oraz P2.11.

Wszystkie rurociągi gazowe o pojedynczych ścianach lub wysokociśnieniowe powinny być uznawane jako Klasa I.

Niskociśnieniowe rurociągi gazowe o podwójnych ścianach powinny być uznawane jako Klasa II. Wszystkie dodatkowe (drugie) obudowy rurociągów gazowych powinny być uznawane jako Klasa II.

Gazowe rurociągi odpowietrzające o pojedynczych ścianach, jeśli zostały dopuszczone, powinny być uznawane jako Klasa I, z wyjątkiem przypadków gdy potwierdzone jest że maksymalne wytworzone ciśnienie jest mniejsze niż 5 barów, a w tym przypadku rurociąg może być uznany jako Klasa II.

Rurociągi gazowe odpowietrzające zabezpieczone dodatkową obudową powinny być uznawane jako rurociągi Klasy II.

Dodatkowa (druga) obudowa rurociągów odpowietrzających powinna być uznawana jako Klasa III.

**Tabela 2.12.4: Ciśnienie projektowe rurociągów gazowych**

	Ciśnienie projektowe	
	Rurociąg gazowy, niskociśnieniowy	Patrz Kodeks IGF 7.3.3.1
Rurociąg gazowy, wysokociśnieniowy	Patrz Kodeks IGF 7.3.3.1	Patrz Kodeks IGC 5.4.1
Rurociąg zewnętrzny, niskociśnieniowy	Patrz Kodeks IGF 9.8.1	Patrz Kodeks IGC 5.4.4
Rurociąg zewnętrzny, wysokociśnieniowy	Patrz Kodeks IGF 9.8.2	Patrz Kodeks IGC 5.4.4
Rurociągi o otwartych końcach	Patrz Kodeks IGF 7.3.3.2	Patrz Kodeks IGC 5.4.1

Elastyczne mieszki zastosowane w systemie paliwa gazowego na silniku powinny być zatwierdzone na podstawie wymagań p. 16.7.2 *Kodeksu IGF* oraz p. 5.13.1.2 *Kodeksu IGC*, zgodnie z zastosowaniem.

Liczba cykli, ciśnienie, temperatura, przesunięcie osiowe, przesunięcie obrotowe oraz przesunięcie poprzeczne, które będą dotyczyły mieszka w czasie eksploatacji na silniku, powinny być podane przez projektanta silnika.

Wytrzymałość na wysokocykliczne zmęczenie (tzn. przy więcej niż  $10^7$  cyklach) wywołane przez drgania powinno być zweryfikowane poprzez próby lub udokumentowane alternatywnie przez obliczenia wykonane przez Expansion Joint Manufacturers Association, Inc. (EJMA) lub za pomocą równoważnych metod.

Uwaga: Próba zmęczeniowa związana z odkształceniami statku (patrz 16.7.2.4 *Kodeksu IGF*) nie jest uznawana za właściwą w odniesieniu do mieszkań, które stanowią integralną część konstrukcji silnika.

#### 2.12.4.1 Umiejscowienie instalacji rurociągu gazowego na silniku

Rurociągi oraz wyposażenie zawierające paliwo gazowe określone są jako Strefa 0 rejonu niebezpiecznego (patrz *Kodeks IGF*, p. 12.5.1).

Przestrzeń pomiędzy rurociągiem paliwa gazowego a ścianą rury zewnętrznej lub kanału zewnętrznego jest określana jako Strefa 1 rejonu niebezpiecznego (patrz *Kodeks IGF*, p. 12.5.2.6).

#### 2.12.4.2 Standardowe rozwiązanie typu “podwójna ściana”

Instalacja rurociągu gazowego na silniku powinna być rozwiązana zgodnie z zasadami i wymaganiami *Kodeksu IGF*, p. 9.6. W przypadku gazowców zastosowanie ma *Kodeks IGC*, p. 16.4.3. Kryteria projektowe dotyczące rur o ścianach lub kanałach podwójnych zostały podane w *Kodeksie IGF*, pp. 9.8 oraz 7.4.1.4.

W przypadku ściany podwójnej wentylowanej, wlot wentylacji powinien być umieszczony zgodnie z postanowieniami *Kodeksu IGF*, prawidło 13.8.3. W przypadku gazowców zastosowanie ma *Kodeks IGC*, p. 16.4.3.2.

Rurociąg lub kanał powinien być poddany próbom ciśnieniowym przy ciśnieniu równym 1,5 ciśnienia projektowego, w celu zapewnienia gazoszczelności i wykazania, że rura lub kanał może wytrzymać spodziewane ciśnienie maksymalne w przypadku przerwania rury gazowej.

#### 2.12.4.3 Rozwiązania alternatywne

Rurociągi gazowe o pojedynczych ścianach są akceptowalne jedynie:

- a) w silnikach zasilanych gazem niskociśnieniowym zainstalowanych w przestrzeniach maszynowych chronionych urządzeniem ESD, jak określono w *Kodeksie IGF*, p. 5.4.1.2 oraz zgodnie z innymi właściwymi częściami *Kodeksu IGF* (np. 5.6);
- b) w przypadku opisanym w przypisie do p. 9.6.2 *Kodeksu IGF*.

W przypadku gazowców zastosowanie ma *Kodeks IGC*.

W przypadku wycieku gazu w przestrzeni maszynowej chronionej urządzeniem ESD, czego skutkiem jest zatrzymanie silnika(ów) w tej przestrzeni, należy utrzymać wystarczającą zdolność napędową i manewrową, włącznie z systemami ważnymi i systemami bezpieczeństwa. Z tego względu zasada bezpieczeństwa dotycząca silnika powinna w sposób wyraźny wskazywać stosowanie „ściany podwójnej” lub „rozwiązania alternatywnego”.

#### Uwaga:

Moc minimum, która ma być utrzymana, powinna być ustalona dla danego przypadku z charakterystyki eksploatacyjnej statku.

#### 2.12.5 Instalacja powietrza doładowującego oraz gazów spalinowych silnika

Instalacje powietrza doładowującego oraz gazów spalinowych silnika powinny być zaprojektowane zgodnie z 2.12.3.2.

W przypadku instalacji pojedynczego silnika, powinien być on zdolny do pracy przy wystarczającym obciążeniu, aby utrzymywać moc ważnych odbiorników po otwarciu urządzeń przeciwybuchowych po wybuchu. Powinna być utrzymana moc wystarczająca do podtrzymania zdolności napędowej.

**Uwaga:** W zależności od konfiguracji silnika (silnik pojedynczy lub wielokrotny) oraz mechanizmu upustu (zawór samozamykający lub płytka bezpieczeństwa), powinno być rozpatrywane zmniejszenie obciążenia.

Nie jest dopuszczalny stały upust spalin (przez otwarte płytki bezpieczeństwa) do siłowni lub do innych pomieszczeń zamkniętych.

Należy zapewnić odpowiedni system przeciwybuchowy dla kolektorów wlotu powietrza, zasobni powietrza i układu wydechowego, chyba że zaprojektowano go w celu dostosowania do najgorszego przypadku nadciśnienia spowodowanego wyciekami zapalonego gazu lub jest to uzasadnione koncepcją bezpieczeństwa silnika. Należy przeprowadzić szczegółową ocenę potencjału zagrożenia związanego z nadciśnieniem w kolektorach wlotowych powietrza, zasobniach powietrza i układzie wydechowym oraz uwzględnić ją w Zasadzie bezpieczeństwa silnika.

Urządzenia przeciwybuchowe kolektora wlotu powietrza oraz wylotu spalin powinny posiadać zatwierdzenie typu zgodnie z UR M82.

Należy określić niezbędny całkowity obszar upustu i rozmieszczenie urządzeń przeciwybuchowych z uwzględnieniem:

- najgorszego przypadku ciśnienia wybuchu w zależności od ciśnienia początkowego i stężenia gazu,
- objętości oraz geometrii komponentu, oraz
- wytrzymałości komponentu.

Układ powinien być określony w analizie ryzyka (patrz 2.12.2.4g) oraz uwzględniony w Zasadzie bezpieczeństwa silnika.

## 2.12.6 Skrzynia korbowa

### 2.12.6.1 Zawory eksplozyjne skrzyni korbowej

Zawory eksplozyjne skrzyni korbowej należy instalować zgodnie z UR M9. Patrz także Kodeks IGF, p. 10.3.1.2.

W przypadku silników nieobjętych M9, szczegółowa ocena wymagana w 2.12.2.4 i) ma na celu określenie, czy konieczne są zawory eksplozyjne skrzyni korbowej.

### 2.12.6.2 Zobojetnianie

W celach utrzymania silnika należy zapewnić przyłącze lub inne środki służące zobojetnianiu i wentylowaniu skrzyni korbowej oraz mierzeniu stężenia gazu.

### 2.12.6.3 Wentylacja skrzyni korbowej

Jeśli została przewidziana wentylacja skrzyni korbowej (zasilanie lub wyciąganie), powinna być zgodna z UR M10.

Odpowiednie poświadczenia należy udokumentować w Zasadzie bezpieczeństwa silnika.

Systemy wentylacji skrzyni korbowej, misy olejowej oraz innych podobnych przestrzeni silnika powinny być niezależne od systemów wentylacji innych silników.

## 2.12.7 Zapłon gazu w cylindrze

Zastosowanie mają wymagania Kodeksu IGF, p. 10.3. W przypadku gazowców, zastosowanie ma Kodeks IGC, p. 16.7.

## 2.12.8 Zawory dopuszczania gazu

Obsługiwane elektrycznie zawory dopuszczania gazu powinny być certyfikowane w sposób następujący:

- 1) Wnętrze zaworu zawiera gaz i w związku z tym powinno być certyfikowane jako Strefa 0.
- 2) Gdy zawór umieszczony jest w obrębie rury lub kanału zgodnie z 2.12.3.2, zewnętrzna strona zaworu powinna być certyfikowana jako Strefa 1.
- 3) W przypadku gdy zawór nie posiada obudowy, zgodnie z wymogami przestrzeni maszynowej chronionej urządzeniem ESD (patrz 2.12.3.3), nie jest wymagana certyfikacja zewnętrznej strony zaworu, pod warunkiem że zawór będzie odłączony od źródła prądu po wykryciu gazu w przestrzeni.

Jeśli jednak zawory nie posiadają certyfikacji stosownej do strefy, do której są przeznaczone, należy udokumentować, że są one odpowiednie do tej strefy. Dokumentacja i analiza powinny być prowadzone zgodnie z normą IEC 60079-10-1:2015 lub IEC 60092-502:1999.

Zawory dopuszczania gazu obsługiwane przez instalację oleju hydraulicznego powinny posiadać uszczelnienie zapobiegające przenikaniu gazu do instalacji oleju hydraulicznego.

## 2.12.9 Szczegółowe wymagania projektowe

### 2.12.9.1 Silniki DF

#### 2.12.9.1.1 Postanowienia ogólne

Maksymalna moc stała, którą silnik DF może uzyskać w trybie zasilania gazowego, może być niższa niż zatwierdzona wartość MCR danego silnika (tj. w trybie zasilania paliwem olejowym), w zależności szczególnie od **składu i jakości gazu lub konstrukcji silnika**.

Moc **stała** maksymalna uzyskiwana w trybie zasilania gazowego oraz odpowiadające warunki powinny być podane przez producenta silnika i wykazane podczas próby typu.

#### 2.12.9.1.2 Uruchamianie, przełączanie i zatrzymywanie

Silniki DF powinny być tak umieszczone, aby **przy uruchamianiu** wykorzystywać paliwo olejowe lub gazowe jako paliwo podstawowe oraz w połączeniu z paliwem olejowym pilotowym do zapłonu. Silniki powinny być dostosowane do szybkiego przełączenia z zasilania paliwem gazowym na zasilanie paliwem olejowym. W przypadku przełączenia na którekolwiek z paliw, silniki powinny pracować bez przerwy przy użyciu alternatywnego zasilania, bez przerwy na zasilanie energią.

Przełączenie na zasilanie paliwem gazowym powinno być możliwe jedynie na takim poziomie mocy i w takich warunkach, w których może być to przeprowadzone z odpowiednią pewnością i bezpieczeństwem, jak wykazano podczas prób.

Przełączenie z trybu zasilania paliwem gazowym na zasilanie paliwem olejowym powinno być możliwe we wszystkich warunkach i wszystkich poziomach mocy.

Sam proces przełączania na zasilanie gazem i odwrotnie powinien być automatyczny, ale z możliwością ręcznego przerwania w każdym przypadku.

**Jeśli ze względu na poziom mocy lub inne warunki bezpieczna i niezawodna obsługa zasilania gazem nie jest możliwa, powinno być zapewnione automatyczne przełączenie na zasilanie paliwem olejowym.**

W przypadku wyłączenia zasilania gazem, silniki powinny być zdolne do dalszej pracy przy zasilaniu jedynie paliwem olejowym.

#### 2.12.9.1.3 Wtrysk pilotowy

Dostarczenie gazu do komory spalania nie jest możliwe bez uruchomienia olejowego wtrysku pilotowego.

##### Uwaga:

Wtrysk pilotowy powinien być monitorowany, na przykład przez sprawdzanie ciśnienia paliwa olejowego oraz parametrów spalania.

### 2.12.9.2 Silniki GF

#### 2.12.9.2.1 System zapłonu iskrowego

W przypadku awarii zapłonu iskrowego silnik należy zatrzymać, chyba że awaria dotyczy tylko jednego cylindra, pod warunkiem natychmiastowego odłączenia zasilania gazowego cylindra i jeśli bezpieczne działanie silnika w tej sytuacji zostało potwierdzone przez analizę ryzyka oraz próby.

### 2.12.9.3 Silniki wstępnego zmieszania

#### 2.12.9.3.1 System powietrza doładowującego

Kolektor dolotowy, turbodoładowarka, chłodnica powietrza doładowującego, itp. powinny być uznawane za część instalacji zasilania paliwem gazowym. Awaryjne tych komponentów, które mogą powodować wyciek gazu, powinny być uwzględniane w analizie ryzyka.

Przed każdą głowicą cylindra należy zainstalować łapacz płomieni, chyba że inaczej zostało to ustanowione w analizie ryzyka, z uwzględnieniem parametrów projektowych silnika, takich jak stężenie gazu w systemie powietrza doładowującego, długość linii zasilania mieszanki gaz/powietrze w tym systemie, itp.

#### **2.12.9.4 Silniki dwusuwowe**

##### **2.12.9.4.1 Instalacja powietrza przepłukującego**

Analiza ryzyka wymagana w 2.12.2 powinna obejmować gromadzenie się gazu w zasobni powietrza.

##### **2.12.9.4.2 Skrzynia korbowa**

Analiza ryzyka wymagana w 2.12.2 powinna obejmować awarię dławnicy tłoczyska.

#### **2.13 Układy kontrolne i systemy zabezpieczenia silników z podwójnym systemem paliwowym zasilanych gazem metanowym wysokociśnieniowym**

##### **2.13.1 Postanowienia ogólne**

Systemy sterowania i zabezpieczenia silników dwupaliwowych stosowanych do napędu i/lub do wytwarzania energii elektrycznej na statkach, na ile jest to stosowane, powinny być zgodne z wymaganiami dotyczącymi silników dwupaliwowych zawartymi w kodeksach IGC oraz IGF.

##### **2.13.2 Zastosowanie**

Wymagania niniejszego podrozdziału mają zastosowanie do silników z podwójnym systemem paliwowym, z wtryskiem metanu, zwanych dalej silnikami DFD (dual fuel diesel engines) i są uzupełnieniem wymagań dotyczących silników spalinowych, zawartych w Przepisach oraz w rozdziałach 5 i 16 Kodeksu IGC.

##### **2.13.3 Tryb pracy silnika**

**2.13.3.1** Silniki DFD powinny pracować na dwóch rodzajach paliwa, z wtryskiem pilotującym i powinny być zdolne do natychmiastowego przejścia na zasilanie tylko paliwem olejowym.

**2.13.3.2** Do rozruchu silnika należy stosować tylko paliwo olejowe.

**2.13.3.3** W stanach niestabilnej pracy silnika i/lub w czasie manewrów morskich i portowych należy, w zasadzie, stosować tylko paliwo olejowe.

**2.13.3.4** W przypadku wyłączenia zasilania paliwem gazowym silniki powinny być zdolne do ciągłej pracy tylko na paliwie olejowym.

##### **2.13.4 Zabezpieczenia skrzyni korbowej**

**2.13.4.1** Na każdym układzie tłokowym należy zainstalować zawory nadmiarowe. Konstrukcja i ciśnienie otwarcia zaworu nadmiarowego powinny uwzględniać możliwość wybuchu spowodowanego przeciekiem gazu.

**2.13.4.2** W bezwodzikowych silnikach DFD w celu zabezpieczenia skrzyni korbowej należy zastosować:

- wentylację zapobiegającą kumulowaniu się przecieków gazu. Wylot wentylacji powinien być wyprowadzony w bezpieczne miejsce na zewnątrz poprzez łapacz płomieni,
- system wykrywczy gazu lub równoważne urządzenie. Zaleca się zapewnienie możliwości automatycznego wtrysku gazu obojętnego,



– wykrywacz mgły olejowej.

**2.13.4.3** W wozikowych silnikach DFD w celu zabezpieczenia skrzyni korbowej należy zastosować wykrywacz mgły olejowej lub czujnik temperatury łożysk.

### **2.13.5 Zabezpieczenie przestrzeni podtłokowej silników wozikowych**

**2.13.5.1** Należy zainstalować system wykrywania gazu w przestrzeni podtłokowej lub urządzenie równoważne.

### **2.13.6 Instalacja wydechowa**

**2.13.6.1** Kolektory wydechowe, przedmuchu i kolektory wlotu powietrza powinny być wyposażone w zawory eksplozyjne lub inny odpowiedni system zabezpieczający.

**2.13.6.2** Rurociągi wydechowe silnika DFD nie mogą być połączone z rurociągami wydechowymi innych silników lub instalacji.

### **2.13.7 Instalacja powietrza rozruchowego**

**2.13.7.1** Rurociągi dolotowe powietrza do każdego cylindra powinny być wyposażone w skuteczne łapacze płomieni.

### **2.13.8 Kontrola spalania**

**2.13.8.1** Należy przedłożyć analizę przebiegu i skutków awarii (FMEA) wszelkich możliwych uszkodzeń mogących mieć wpływ na proces spalania oraz ich skutków.

Szczegółowy zakres kontroli spalania powinien być określony przez producenta w oparciu o wyniki analizy.

Tabela 2.12.8.1 może służyć jako wskazówka.

**Tabela 2.13.8.1**

Obszar nieprawidłowości	Alarm	Automatyczne zamknięcie zaworów zablokowanych*
Działanie zaworów wtryskowych gazu i pilotowych zaworów wtryskowych paliwa olejowego	X	X
Temperatura spalin z każdego cylindra i jej odchylenia od wartości średniej	X	X
Ciśnienie lub brak zapłonu w każdym cylindrze	X	X

\* Zaleca się, aby następowało również zamknięcie głównego zaworu gazu.

### 2.13.9 Zasilanie paliwem gazowym

**2.13.9.1** Na wlocie do kolektora gazu zasilającego silnik należy zainstalować łapacze płomieni.

**2.13.9.2** Układ rurociągów doprowadzających gaz powinien być taki, aby możliwe było ręczne odcięcie gazu ze stanowiska sterowania silnikiem lub z innego stanowiska sterowania.

**2.13.9.3** Rurociągi gazowe powinny być tak rozmieszczone i zainstalowane, aby zapewnić ich odpowiednią elastyczność pozwalającą na adaptację do ruchów oscylacyjnych silnika bez ryzyka uszkodzenia zmęczeniowego.

**2.13.9.4** Podłączenia rurociągów gazowych i zabezpieczających rur lub kanałów, wymaganych zgodnie z punktem 2.12.9.1, do wtryskiwaczy gazu powinny być wykonane tak, aby zapewniona była pełna osłona przez zabezpieczające rury lub kanały.

### 2.13.10 Instalacja rurociągów zasilających paliwa gazowego

**2.13.10.1** Rurociągi zasilające mogą przechodzić lub rozgałęziać się w pomieszczeniach maszynowych lub w pomieszczeniach gazobezpiecznych innych niż pomieszczenia mieszkalne, służbowe i stanowiska sterowania, jeśli zostanie spełniony jeden z poniższych warunków:

- .1 Instalacja spełnia wymagania punktu 16.4.3.1 Kodeksu IGC oraz dodatkowo wymagania punktów a), b) i c) podanych poniżej:
  - a) Ciśnienie w przestrzeni pomiędzy rurociągami współśrodkowymi jest stale kontrolowane. Zawory automatyczne wymienione w punkcie 16.4.5 Kodeksu IGC (zwane dalej zaworami zablokowanymi) i główne zawory paliwa gazowego wymienione w punkcie 16.4.6 Kodeksu IGC (zwane dalej głównymi zaworami gazowymi) powinny zamknąć się zanim ciśnienie spadnie poniżej ciśnienia panującego w rurociągu wewnętrznym (przy otwartym odpowietrzeniu zaworu zablokowanego) i powinien włączyć się alarm.
  - b) Konstrukcja i wytrzymałość rur zewnętrznych powinny być zgodne z wymaganiami rozdziału 5 Kodeksu IGC.
  - c) Wewnętrzny rurociąg zasilający pomiędzy głównym zaworem gazowym a silnikiem DFD powinien być automatycznie wypełniany gazem obojętnym, gdy główny zawór gazowy jest zamknięty; lub
- .2 Instalacja spełnia wymagania punktu 16.4.3.2 Kodeksu IGC oraz dodatkowo wymagania punktów a), b), c) i d) podanych poniżej:
  - a) Materiały i konstrukcja zabezpieczających rur lub kanałów oraz systemu wentylacji mechanicznej powinny być dostatecznie wytrzymałe na rozerwanie oraz gwałtowny wyciek gazu pod wysokim ciśnieniem w przypadku pęknięcia rury gazowej.

- b) Określając wydajność instalacji wentylacji mechanicznej, należy uwzględnić prędkość przepływu paliwa gazowego, konstrukcję i rozmieszczenie rurociągów zabezpieczających lub przewodów. Instalacja ta podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.
- c) Na wlotach powietrza instalacji wentylacji mechanicznej należy zainstalować urządzenia zwrotne, zabezpieczające przed przeciekiem gazu. Wymaganie to nie musi być spełnione, jeśli na wlotach powietrza zainstalowano wykrywacz gazu.
- d) Liczba złączy na zabezpieczających rurociągach lub kanałach powinna być ograniczona do minimum; lub

.3 Zastosowane zostały alternatywne rozwiązania w stosunku do podanych w .1 i .2, zapewniające równoważny stopień bezpieczeństwa. Rozwiązania takie podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**2.13.10.2** W celu zapewnienia wystarczającej wytrzymałości konstrukcyjnej rurociągów wysokociśnieniowych należy przeprowadzić analizę obciążeń pochodzących od ciężaru rurociągów, uwzględniając przy tym obciążenie wywołane przyspieszeniem, w przypadku gdy jest ono znaczące, oraz ciśnienie wewnętrzne i obciążenie spowodowane wygięciem i ugięciem kadłuba.

**2.13.10.3** Wszystkie zawory i połączenia w systemie wysokociśnieniowych rurociągów zasilających powinny być typu uznanego przez PRS.

**2.13.10.4** Złącza na całej długości instalacji rurociągów zasilających powinny być wykonane jako złącza doczołowe z pełnym przetopem, w 100% poddane kontroli radiograficznej, z wyjątkiem przypadków, kiedy podlegają one odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**2.13.10.5** Połączenia rur inne niż spawane podlegają każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**2.13.10.6** Wszystkie złącza doczołowe na rurociągach wysokociśnieniowych powinny być poddane obróbce cieplnej po spawaniu, w zależności od zastosowanego materiału.

### **2.13.11 Odcięcie zasilania paliwem gazowym**

**2.13.11.1** Zasilanie paliwem gazowym silników DFD powinno być odcinane przez zawory zblokowane w przypadkach wymienionych w punkcie 16.4.5 Kodeksu IGC oraz dodatkowo w przypadku:

- nieprawidłowości wymienionych w 2.12.7.1,
- zatrzymania silnika z jakiegokolwiek powodu,
- nieprawidłowości, o których mowa w 2.12.9.1.1 a).

**2.13.11.2** Główny zawór gazowy powinien zamknąć się w przypadkach wymienionych w punkcie 16.4.6 Kodeksu IGC oraz dodatkowo w przypadku:

- gdy wymienione w 2.12.3.2 i 2.12.3.3 wykrywacz mgły olejowej lub czujnik temperatury łożyska wskazują wystąpienie nieprawidłowości,
- wykrycia jakiegokolwiek przecieku gazu,
- wystąpienia nieprawidłowości opisanej w 2.12.9.1.1 a),
- wystąpienia nieprawidłowości opisanej w 2.12.11.1.

### **2.13.12 Awaryjne zatrzymanie silnika DFD**

**2.13.12.1** Silnik DFD powinien zatrzymać się zanim poziom stężenia gazu wskazany przez wykrywacze gazu, określone w punkcie 16.3.2 Kodeksu IGC, osiągnie 60% dolnej granicy palności.

### **2.13.13 Urządzenia i zbiorniki instalacji paliwa gazowego**

**2.13.13.1** Konstrukcja, układ sterowania i system zabezpieczeń sprężarek wysokociśnieniowych, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła tworzących zespół urządzeń do paliwa gazowego podlegają akceptacji PRS.

**2.13.13.2** Należy wziąć pod uwagę możliwość wystąpienia uszkodzenia zmęczeniowego rurociągów wysokociśnieniowych na skutek drgań.

**2.13.13.3** Należy wziąć pod uwagę możliwość pulsacji ciśnienia przy sprężaniu gazu.

---

### 3 TURBINY

#### 3.1 Zakres zastosowania

Wymagania rozdziału 3 mają zastosowanie do turbin napędu głównego oraz turbin napędzających prądnice i urządzenia pomocnicze.

#### 3.2 Turbiny parowe

##### 3.2.1 Wymagania ogólne

**3.2.1.1** Konstrukcja głównego zespołu turbinowego z przekładnią zębatą powinna być taka, aby istniała możliwość przesterowania z pełnego ruchu naprzód przy znamionowej mocy na ruch wstecz oraz w kierunku odwrotnym z zastosowaniem przeciwpary.

**3.2.1.2** Turbiny przeznaczone do zastosowania na statkach w charakterze turbin głównych powinny spełniać również wymagania podrozdziału 1.10 z niniejszej *Części VII*.

Na statkach wielośrubowych ze śrubami o stałym skoku należy przewidzieć dla każdego wału turbinę biegu wstecznego.

**3.2.1.3** Turbiny przeznaczone do napędu mechanizmów pomocniczych powinny być takiej konstrukcji, aby mogły być uruchamiane bez wstępnego podgrzewania.

**3.2.1.4** Na statkach jednośrubowych z turbinami wielokadłubowymi należy zapewnić możliwość bezpiecznej pracy przy zamknięciu dolotu pary do dowolnego kadłuba. W tym celu para może być podawana bezpośrednio do turbiny niskiego ciśnienia, a z turbiny wysokiego lub średniego ciśnienia para może być odprowadzana bezpośrednio na skraplacz.

Do pracy w takich awaryjnych warunkach należy przewidzieć urządzenia i systemy sterowania takie, aby ciśnienie i temperatura pary nie przekraczały wartości bezpiecznych dla turbiny i skraplacza.

Rurociągi i zawory w urządzeniach bezpieczeństwa muszą być łatwo dostępne i odpowiednio oznakowane. Próba pasowania wszystkich kombinacji rurociągów i zaworów musi być dokonana przed pierwszymi próbami morskimi.

Należy określić dozwoloną moc/prędkość w sytuacji, gdy układ napędowy pracuje bez jednej turbiny (dla wszystkich kombinacji rurociągów i zaworów) i informacja taka powinna być dostępna na statku.

Praca turbiny w warunkach awaryjnych musi być poddana analizie ze względu na potencjalny wpływ na współosiowość wału i warunki obciążenia zębów przekładni.

##### 3.2.2 Wirnik

**3.2.2.1** Obliczenia wytrzymałościowe elementów wirnika należy wykonać dla największej mocy oraz dla innych przewidywanych obciążeń, przy których naprężenia mogą osiągać najwyższą wartość.

Ponadto należy wykonać obliczenia sprawdzające wartość naprężeń w wirniku i jego elementach dla prędkości obrotowej przekraczającej prędkość maksymalną o 20%.

**3.2.2.2** Obroty krytyczne wirnika powinny w zasadzie mieścić się w zakresie przewyższającym znamionową prędkość obrotową (odpowiadającą mocy znamionowej) o co najmniej 20%.

Zmniejszenie różnicy między liczbą obrotów krytycznych i znamionowych jest dopuszczalne pod warunkiem wykazania, że turbina pracuje sprawnie we wszystkich eksploatacyjnych stanach obciążenia.

**3.2.2.3** Dla każdego nowo zaprojektowanego ułopatkowania należy wykonać obliczenia drgań oraz przeprowadzić doświadczalne sprawdzenie charakterystyki drgań.

**3.2.2.4** Nie należy stosować konstrukcji zamka łopatek ze zdejmowaną częścią bocznej płaszczyny tarczy wirnikowej, jak również innych podobnych konstrukcji powodujących znaczne miejscowe osłabienie wieńca.

**3.2.2.5** Wirniki turbin po całkowicie zakończonym montażu należy wyważyć dynamicznie na wyważarce o czułości odpowiadającej wielkości i ciężarowi wirnika.

### **3.2.3 Kadłub turbiny**

**3.2.3.1** W przypadku stalowych kadłubów turbin mogą być do nich przyspawane poszczególne, odlewane oddzielnie części i króćce do podłączenia przelotni, rur i armatury.

**3.2.3.2** Połączenie króćca dolotu pary do turbiny biegu wstecz z zewnętrznym kadłubem turbiny powinno zapewniać swobodę odkształceń cieplnych tych części.

**3.2.3.3** Nie należy stosować podkładek między stykającymi się ze sobą powierzchniami części kadłubów turbiny. W celu uszczelnienia powierzchni te można pokrywać masą grafitową.

**3.2.3.4** Tarcze kierownicze zamocowane w kadłubie turbiny powinny mieć możliwość rozszerzania cieplnego w kierunku promieniowym w granicach dopuszczalnej mimośrodowości.

**3.2.3.5** Obliczenia tarczy kierowniczej należy wykonać dla obciążenia odpowiadającego największemu spadkowi ciśnienia w stopniu. Obliczone ugięcie tarczy kierowniczej powinno być mniejsze od takiego ugięcia, przy którym jest możliwy kontakt tarczy kierowniczej z tarczą wirnikową lub zatarcie uszczelnienia tarczy kierowniczej.

**3.2.3.6** W kadłubie turbiny niskoprężnej należy przewidzieć otwory do oględzin – w ostatnich stopniach turbiny – łopatek, ich zamocowań i bandaży. W turbinach zintegrowanych ze skraplaczem należy przewidzieć otwory do oględzin górnych rzędów rur i w miarę możliwości przewidzieć włązy do wnętrza skraplacza.

**3.2.3.7** Konstrukcja turbiny powinna być taka, aby możliwe było podniesienie pokryw łożysk bez demontażu kadłuba turbiny, końcowych części urządzeń uszczelniających i rurociągów.

### **3.2.4 Łożyska**

**3.2.4.1** W turbinach głównych należy stosować łożyska ślizgowe. W turbinach przewidzianych do szybkiego uruchomienia ze stanu zimnego zaleca się stosowanie łożysk z panewkami samonastrawnymi.

**3.2.4.2** Łożyska oporowe turbin głównych powinny w zasadzie być jednogrzebieniowe. Stosowanie łożysk o innej konstrukcji należy uzgodnić z PRS.

**3.2.4.3** Łożyska obciążone naciskiem jednostkowym większym niż 2 MPa zaleca się wyposażać w urządzenia do samoczynnego wyrównywania nacisku na segmenty.



**3.2.4.4** Grubość warstwy stopu łożyskowego segmentów łożyska oporowego powinna być mniejsza od minimalnego luzu osiowego w przepływowej części turbiny, lecz nie mniejsza niż 1 mm.

### **3.2.5 Instalacja odsysania pary, uszczelnień i przedmuchiwania**

**3.2.5.1** Główne zespoły turbinowe powinny mieć instalację odsysania pary oraz instalację uszczelniającą dławnice zewnętrzne z samoczynną regulacją ciśnienia pary uszczelniającej.

Oprócz sterowania automatycznego należy przewidzieć sterowanie ręczne instalacją odsysania pary i uszczelnień parowych.

**3.2.5.2** Każda turbina powinna mieć instalację przedmuchiwania odwodnień zapewniającą całkowite usunięcie skroplin ze wszystkich stopni i przestrzeni turbiny.

Instalacja przedmuchiwania odwodnień powinna być wykonana w taki sposób, aby wykluczona była możliwość przedostawania się skroplin do niepracujących turbin.

### **3.2.6 Sterowanie, zabezpieczenie i regulacja**

**3.2.6.1** Urządzenia sterujące zaworami manewrowymi zespołu turbinowego o mocy od 7500 kW wzwyż powinny mieć napęd mechaniczny, przy czym należy przewidzieć awaryjne ręczne sterowanie zaworami.

**3.2.6.2** Czas przestawienia urządzeń sterujących urządzenia manewrowego zespołu turbinowego z położenia „cała naprzód” na „cała wstecz” lub odwrotnie nie powinien przekraczać 15 sekund.

Konstrukcja urządzenia manewrowego powinna uniemożliwiać równoczesne doprowadzenie pary do turbiny biegu naprzód i biegu wstecz.

**3.2.6.3** Turbiny główne i pomocnicze powinny posiadać regulator bezpieczeństwa (zawór szybkozamykający), przerywający automatycznie dół pary do turbiny w momencie przekroczenia przez wirnik znamionowej prędkości obrotowej o 15%.

Jeżeli dwie lub więcej turbin są sprzężone z jedną przekładnią, PRS może zaakceptować jeden regulator bezpieczeństwa dla wszystkich turbin.

Zawór szybkozamykający powinien szybko zamykać się w wyniku działania regulatora bezpieczeństwa połączonego bezpośrednio z wałem turbiny.

Jako regulator bezpieczeństwa może być zastosowany wyłącznik hydrauliczny, otrzymujący impuls z wirnika napędzanego bezpośrednio przez wał turbiny.

Regulatory obrotów zespołów turboelektrycznych powinny odpowiadać wymaganiom punktu 2.10.6.

**3.2.6.4** Każda turbina powinna być wyposażona w urządzenie do natychmiastowego przerwania dopływu pary do turbiny. Urządzenie to, powodujące natychmiastowe zadziałanie zaworu szybkozamykającego, powinno być włączane ruchem ręki.

W głównym zespole turboelektrycznym urządzenie takie powinno być uruchamiane z dwóch miejsc, z których jedno powinno być usytuowane przy jednej z turbin, a drugie na stanowisku sterowania.

W pomocniczych zespołach turboelektrycznych urządzenie takie powinno znajdować się obok regulatora bezpieczeństwa.

Za urządzenie takie (tzw. awaryjny stop) uznaje się każde urządzenie uruchamiane ręcznie, niezależnie od tego w jaki sposób jest przekazywany impuls, np. mechanicznie lub z zastosowaniem zewnętrznej energii.

**3.2.6.5** Jeżeli zespół turbinowy zawiera przekładnię nawrotną, śrubę nastawną, inny rodzaj rozłączalnego sprzęgła lub jest zespołem turboelektrycznym, to powinien mieć oddzielny regulator obrotów, ograniczający prędkość obrotową nieobciążonej turbiny, tak aby nie nastąpiło zadziałanie regulatora bezpieczeństwa.

**3.2.6.6** Jeżeli para odlotowa z instalacji pomocniczych jest doprowadzana do turbiny głównej, to jej dopływ powinien być przerwany z chwilą zadziałania regulatora bezpieczeństwa.

**3.2.6.7** Turbiny pomocniczych zespołów prądotwórczych powinny mieć:

- regulator prędkości obrotów utrzymujący chwilową zmianę prędkości obrotowej w granicach 10%, a stałą zmianę prędkości obrotowej w granicach 5% w przypadku nagłego zrzutu pełnego obciążenia, oraz
- regulator bezpieczeństwa, niezależny od regulatora prędkości obrotowej, zapobiegający przekroczeniu znamionowej prędkości obrotowej o więcej niż 15% (patrz też 3.2.6.3).

**3.2.6.8** Turbiny główne biegu naprzód powinny być wyposażone w szybko działające urządzenie odcinające dopływ pary w przypadku niebezpiecznego spadku ciśnienia w układzie smarowania łożysk. Urządzenie to nie powinno odcinać dopływu pary do turbiny biegu wstecz.

Tam gdzie uznane to zostanie za konieczne, PRS może nakazać zastosowanie odpowiednich środków bezpieczeństwa w celu zabezpieczenia turbiny na wypadek:

- nadmiernego przemieszczenia wirnika turbiny,
- nadmiernego ciśnienia,
- zbyt wysokiego poziomu kondensatu.

**3.2.6.9** Pomocnicze turbiny z regulatorami prędkości innymi niż hydrauliczne, w których ma zastosowanie olej smarny z systemu turbiny, powinny mieć urządzenia alarmowe i środki do odcięcia dopływu pary w przypadku obniżenia ciśnienia oleju w instalacji smarnej łożysk.

**3.2.6.10** Turbiny główne powinny być wyposażone w skuteczny awaryjny dopływ oleju smarnego, uruchamiany automatycznie w przypadku spadku ciśnienia poniżej zadanej wartości.

Awaryjny dopływ oleju może być zapewniony ze zbiornika grawitacyjnego o objętości wystarczającej do odpowiedniego smarowania do czasu zatrzymania się turbiny lub przy pomocy innych, równorzędnych środków. Jeżeli do tego celu są stosowane pompy awaryjne, to ich działanie nie może być zakłócone zanikiem energii.

Może być wymagane odpowiednie urządzenie do schładzania łożysk po zatrzymaniu turbiny.

**3.2.6.11** W celu zapewnienia możliwości ostrzeżenia personelu obsługującego o nadmiernym wzroście ciśnienia należy w pobliżu króćców odlotowych wszystkich turbin przewidzieć zawory ostrzegające (sentinel valves) lub równorzędne.

Jeżeli ciśnienie pary dolotowej do turbin pomocniczych przekracza ciśnienie obliczeniowe stopnia turbiny, do którego doprowadzony jest odlot z turbiny, to na kadłubie tego stopnia i rurociągu doprowadzającym należy przewidzieć urządzenia do upustu ciśnienia wyższego niż obliczeniowe.

**3.2.6.12** Na podłączeniach pary upustowej należy zainstalować zawory zwrotne lub inne zatwierdzone urządzenia zapobiegające powrotowi pary lub skroplin do turbiny.

**3.2.6.13** Skuteczne osuszacze pary należy zainstalować przy wlotach do turbin wysokiego ciśnienia biegu naprzód i wstecz lub, alternatywnie, przy wlocie do zaworu manewrowego.

### **3.3 Turbiny gazowe**

#### **3.3.1 Określenia i objaśnienia**

**3.3.1.1** Dla potrzeb rozdziału 3.3 wprowadza się następujące określenia:

*Turbina gazowa* – silnik składający się ze:

- sprężarki,
- komory (komór) spalania,
- turbiny wytwornicy spalin i wymiennika ciepła (jeżeli występują),
- turbiny napędowej,

wraz z fundamentem, urządzeniami sterowania i wszystkimi zintegrowanymi systemami.

**3.3.1.2** Ilekroć w niniejszym rozdziale użyte jest określenie „turbina”, oznacza ono zarówno turbinę wytwornicy spalin, jak i turbinę napędową.

#### **3.3.2 Warunki odniesienia**

Jako warunki odniesienia przyjmuje się warunki atmosfery wzorcowej wg ISO 2314:

- temperatura +15°C,
- wilgotność względna 60%,
- ciśnienie atmosferyczne 101,3 kPa (760 mm Hg).

#### **3.3.3 Wymagania instalacyjne**

**3.3.3.1** Wloty powietrza powinny być tak umieszczone i wykonane, aby wykluczyć, na ile jest to możliwe, dostanie się do sprężarki obcych ciał, w tym wody morskiej i spalin. W razie potrzeby wloty powinny być wyposażone w filtry i urządzenia odladzające. W konstrukcji kanałów wlotowych nie należy stosować połączeń śrubowych i nie zaleca się stosowania połączeń nitowanych.

**3.3.3.2** Wyloty spalin powinny być tak umieszczone i wykonane, aby wykluczyć, na ile jest to możliwe, przepływ spalin do sprężarki.

**3.3.3.3** W układach napędowych zawierających więcej niż jedną turbinę gazową wloty i wyloty powinny być oddzielne. Po zatrzymaniu jednej turbiny nie powinien w niej powstawać przepływ powietrza wywołany pracą pozostałych turbin.

**3.3.3.4** Podłączenia rurociągów powinny być tak wykonane, aby na kadłub turbiny nie były przenoszone nadmierne obciążenia. Konstrukcja rurociągów i platform obsługowych powinna zapewniać kompensację wydłużeń wywołanych rozszerzalnością cieplną.

**3.3.3.5** Miejscowe stanowisko manewrowe przy turbinie gazowej i inne stanowiska sterowania turbiną, jeżeli są przewidziane, należy wyposażać w urządzenie do ręcznego szybkiego odcinania dopływu paliwa w sytuacjach awaryjnych.

**3.3.3.6** Jeżeli temperatura powierzchni zewnętrznej turbiny gazowej przekracza 220°C i powierzchnia ta nie może być zaizolowana w sposób wykluczający możliwość przecieku palnej cieczy na tę powierzchnię, to należy zastosować zamkniętą obudowę turbiny wyposażoną w odpowiednią wentylację mechaniczną, instalację wykrywcą pożaru i automatyczną instalację gaśniczą.

### 3.3.4 Ogólne wymagania konstrukcyjne

**3.3.4.1** Izolacja turbin gazowych powinna spełniać wymagania punktu 1.11z Części VI – *Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**3.3.4.2** Konstrukcja turbiny gazowej powinna zapewniać, że po możliwym uszkodzeniu i odebraniu łopatk dowolnego wirnika nie nastąpią uszkodzenia konstrukcji na zewnątrz kadłubów turbin i sprężarek. W szczególności należy zapobiec możliwości okaleczenia osób, wybuchu pożaru, powstania przecieków paliwa lub innej cieczy palnej.

**3.3.4.3** Określony przez producenta i potwierdzony doświadczalnie czas pracy turbiny między kolejnymi przeglądami o znacznym zakresie nie powinien być w zasadzie krótszy niż 5000 godzin, dla typowych warunków eksploatacji na statku.

### 3.3.5 Urządzenia rozruchowe

**3.3.5.1** Program rozruchu, jeżeli ma zastosowanie, powinien zapewniać automatyczne przebranie rozruchu w przypadku nieosiągnięcia w procesie rozruchu odpowiednich parametrów kontrolnych, takich jak prędkość obrotowa wirników, ciśnienie powietrza za sprężarką etc.

**3.3.5.2** Należy zapewnić, stosując urządzenia działające automatycznie albo w powiązaniu z innymi, usunięcie możliwych pozostałości paliwa ciekłego lub gazowego ze wszystkich przestrzeni turbiny gazowej przed zapłonem paliwa. Czas przedmuchu przed każdorazowym zapłonem paliwa powinien pozwalać na co najmniej trzykrotną wymianę powietrza w przestrzeniach turbiny gazowej.

**3.3.5.3** Jeżeli w ustalonym czasie po rozpoczęciu rozruchu nie dojdzie do zapłonu paliwa, to powinno nastąpić automatyczne przerwanie rozruchu, odcięcie dopływu paliwa oraz rozpoczęcie przedmuchu.

### 3.3.6 Sterowanie i regulacja

**3.3.6.1** Każda turbina powinna być wyposażona w regulator bezpieczeństwa, oddzielony od regulatora obrotów, zapobiegający wzrostowi prędkości obrotowej ponad wartość znamionową o więcej niż 15%.

**3.3.6.2** Każda turbina napędowa, jeżeli współpracuje z przekładnią nawrotną, napędem elektrycznym, śrubą nastawną lub innym urządzeniem umożliwiającym pracę turbiny bez obciążenia, powinna być wyposażona w niezależny regulator obrotów, zdolny do regulacji obrotów turbiny nieobciążonej, zapewniający utrzymanie prędkości obrotowej poniżej progu zadziałania regulatora bezpieczeństwa.

**3.3.6.3** Turbiny napędzające podstawowe i awaryjne prądnice winny również spełniać wymagania punktów 2.10.6.1, 2.10.6.2 i 2.10.6.3. W przypadku turbin napędzających prądnice awaryjne powinna być zapewniona możliwość nagłego obciążenia prądnicy mocą wszystkich odbiorników przyłączanych automatycznie, również w przypadku kiedy ta moc przekracza 50% mocy znamionowej prądnicy.

**3.3.6.4** Turbiny gazowe powinny być wyposażone w układy automatycznej regulacji, zapewniające utrzymanie w granicach dopuszczalnych, w całym zakresie pracy, następujących parametrów:

- temperatura oleju smarowego,
- temperatura lub lepkość paliwa,
- temperatura spalin.

### 3.3.7 Układy kontrolne turbin gazowych na statkach ze stałą obsługą wachtową w maszynowni

**3.3.7.1** Układy kontrolne powinny spełniać wymagania dla układów zdalnego sterowania i automatyki, określone w podrozdziałach 20.1, 20.2, 20.3, 20.4 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania. Ponadto układy kontrolne powinny spełniać, w zakresie uzgodnionym z PRS, mające zastosowanie wymagania określone w podrozdziałach 20.5 i 20.6 z Części VIII.

**3.3.7.2** O ile FMEA wymagana w 1.3.3.1.16 nie wskazuje inaczej, turbin gazowe powinny być wyposażone w układy bezpieczeństwa zgodnie z tabelą 3.3.7.2-1. Pozostałe turbiny gazowe powinny być wyposażone w układy alarmowe i układy bezpieczeństwa w zakresie podanym w tabeli 3.3.7.2-2. Wymagania dla turbin gazowych o mocy poniżej 100 kW mogą być obniżone po uzgodnieniu z PRS.

**3.3.7.3** Turbiny gazowe napędu głównego powinny być wyposażone w układy alarmowe wymienione w 3.3.7.2-1. Biorąc pod uwagę wynik FMEA określony w 1.3.3.1.16, alarmy mogą być dodane lub pominięte.

**3.3.7.4** Zatrzymanie przez układ bezpieczeństwa powinno być realizowane przez szybkie odcięcie dopływu paliwa blisko palników.

**3.3.7.5** Zaleca się zastosowanie dla turbin napędu głównego, oprócz alarmów wymienionych w tabeli 3.3.7.2-1, alarmu niskiego poziomu oleju smarowego w zbiorniku olejowym.

**Tabela 3.3.7.2-1**  
**Układy kontrolne turbin napędu głównego**

Lp.	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Układ bezpieczeństwa*	Uwagi
1.	Prędkość obrotowa**	maksymalna	zatrzymanie	dotyczy każdego wału generatora gazu i turbiny napędowej
2.	Ciśnienie oleju smarowego	niska ****	-	-
		minimalna	zatrzymanie	
3.	Ciśnienie oleju smarowego przedkładni	niska ****	-	-
		minimalna	zatrzymanie***	
4.	Różnica ciśnień na filtrze oleju smarowego	maksymalna	-	-
5.	Temperatura oleju smarowego	maksymalna	-	-
6.	Ciśnienie paliwa	minimalna	-	-
7.	Temperatura głównych łożysk	maksymalna	-	-
8.	Temperatura paliwa	maksymalna	-	-
9.	Temperatura cieczy chłodzącej	maksymalna	-	-
10.	Zanik płomienia lub nieudany zapłon	zanik płomienia lub nieudany zapłon	zatrzymanie***	patrz również punkt 3.3.5.2
11.	Przebieg rozruchu	nieudane uruchomienie	zatrzymanie	patrz również punkt 3.3.5.2
12.	Drgania	wysoka ****	-	-
		maksymalna	zatrzymanie***	
13.	Przemieszczenie osiowe wirnika	maksymalna	zatrzymanie***	nie dotyczy turbin z łożyskami tocznymi
14.	Temperatura gazów wylotowych	wysoka ****	-	dotyczy komór spalania i turbin
		maksymalna	zatrzymanie***	

Lp.	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Układ bezpieczeństwa*	Uwagi
15.	Podciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki	wysoka ****	-	-
		maksymalna	zatrzymanie	
16.	Zasilanie układów sterowania turbiną	minimalna	-	dotyczy również ciśnienia cieczy hydraulicznej regulatora obrotów i urządzeń wykonawczych układu bezpieczeństwa
17.	Działanie układu bezpieczeństwa	zadziałanie	-	dotyczy również awaryjnego zatrzymania ręcznego

\* Zatrzymanie przez układ bezpieczeństwa należy rozumieć jako działanie zgodne z wymaganiami punktu 3.3.7.3. Po zatrzymaniu turbiny przez układ bezpieczeństwa, wirnik może być obracany zewnętrznym źródłem energii.

\*\* Zaleca się, aby poziom alarmowy obrotów był ustawiony o  $5 \div 8\%$  powyżej obrotów znamionowych, natomiast zadziałanie układu bezpieczeństwa powinno nastąpić przy obrotach o 15% wyższych od znamionowych.

\*\*\* Zatrzymanie przez szybkie odcięcie dopływu paliwa może być zastąpione natychmiastowym zmniejszeniem mocy do poziomu biegu jałowego, jeżeli dokonana analiza przebiegu i skutków awarii (FMEA) układu bezpieczeństwa wykáže, że nie grozi to zniszczeniem turbiny lub statku.

\*\*\*\* Wartości nastaw sygnalizacji alarmowej powinny być dobrane w taki sposób by alarm występował przed osiągnięciem nastawy powodującej zadziałanie układu bezpieczeństwa.

**Tabela 3.3.7.2-2**  
**Układy kontrolne turbin pomocniczych**

Lp.	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Układ bezpieczeństwa	Uwagi
1.	Obroty*	maksymalna	zatrzymanie	-
2.	Ciśnienie oleju smarowego	niska	-	-
		minimalna	zatrzymanie	
3.	Temperatura oleju smarowego	maksymalna	-	-
4.	Temperatura gazów wylotowych	maksymalna	-	dotyczy temperatury przed turbiną
5.	Zanik płomienia lub nieudany zapłon	zanik płomienia lub nieudany zapłon	zatrzymanie	-
6.	Drgania	wysoka	-	-
7.	Zanik zasilania układów kontrolnych	zanik zasilania	-	-
8.	Działanie układu bezpieczeństwa	zadziałanie	-	-

\* Zaleca się, aby poziom alarmowy obrotów był ustawiony o  $5 \div 8\%$  powyżej obrotów znamionowych, natomiast zadziałanie układu bezpieczeństwa powinno nastąpić przy obrotach o 15% wyższych od znamionowych.

### 3.3.8 Nadzór, próby i świadectwa

**3.3.8.1** Turbiny gazowe przeznaczone na statki z klasą PRS powinny być typu uznanego przez PRS.

**3.3.8.2** PRS może, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, zgodzić się na zastosowanie turbiny gazowej posiadającej świadectwo uznania typu, wydane przez inną instytucję klasyfikacyjną albo specjalistyczny organ administracji państwowej.

**3.3.8.3** Każda turbina gazowa, o której mowa w 3.3.8.1 i 3.3.8.2, powinna być poddana podczas produkcji i prób nadzorowi PRS, zgodnie z wymaganiami punktów 3.3.8.4 do 3.3.8.18.



**3.3.8.4** Nadzór PRS nad produkcją i próbami turbiny gazowej u producenta, omówiony w punktach 3.3.8.4 do 3.3.8.14, obejmuje:

- .1 sprawdzenie zgodności zastosowanych materiałów i technologii z zatwierdzoną dokumentacją,
- .2 sprawdzenie zgodności wykonania z zatwierdzoną dokumentacją,
- .3 próby wyrobu, w tym:
  - próby ciśnieniowe korpusów, rurociągów i armatury,
  - próby części turbiny,
  - próby ruchowe u producenta.

Próby części turbiny i próby ruchowe u producenta powinny być wykonane w obecności inspektora PRS. Pozostałe próby i czynności sprawdzające mogą być dokonane przez producenta, jeżeli tak przewidziano w zatwierdzonej przez PRS dokumentacji typu, a producent ma wdrożony system jakości uznany przez PRS.

**3.3.8.5** Sprawdzeniu podlegają użyte materiały, podlegające nadzorowi w czasie produkcji zgodnie z 1.4.3.12, jak również technologie spawania, obróbki cieplnej i inne, podlegające uzgodnieniu przy zatwierdzaniu dokumentacji klasyfikacyjnej.

**3.3.8.6** Wszelkie zmiany i odstępstwa od zatwierdzonej dokumentacji typu, które zamierza się wprowadzić w produkcji wyrobu, powinny być wraz z uzasadnieniem przedstawione do zatwierdzenia przez PRS. Próby wyrobu można rozpocząć po zatwierdzeniu tych zmian i odstępstw.

**3.3.8.7** Próby ciśnieniowe korpusów należy przeprowadzić przy ciśnieniu określonym zgodnie z 1.5.2.1, przy czym użyta do przeliczeń wartość  $p$  oznacza najwyższe ciśnienie panujące w korpusie podczas pracy turbiny lub podczas jej uruchomienia (jeżeli to ostatnie jest wyższe). Do prób korpusy mogą być, w celu uzyskania właściwego rozkładu ciśnień, podzielone tymczasowymi przegrodami.

Próby ciśnieniowe wymienników ciepła należy przeprowadzić zgodnie z tabelą 1.5.3.1.

**3.3.8.8** W ramach prób części należy sprawdzić wyważenie dynamiczne wirników sprężarek i turbin oraz przeprowadzić próbę wytrzymałości każdego wirnika trwającą pięć minut. Próbę należy przeprowadzić przy prędkości obrotowej o 5% wyższej od prędkości, przy której następuje zadziałanie regulatora bezpieczeństwa lub przy prędkości o 15% wyższej od prędkości znamionowej, wybierając wyższą wartość.

**3.3.8.9** Próby ruchowe u producenta powinny być przeprowadzone dla turbiny gazowej połączonej z jej odbiornikiem mocy. Jeżeli jest to niemożliwe, wówczas wał turbiny napędowej powinien być połączony z układem o momencie bezwładności zbliżonym do bezwładności przewidywanego odbiornika mocy. PRS może rozważyć wykonanie określonej części lub całości prób ruchowych na statku.

Próby ruchowe obejmują:

- .1 próby rozruchów i zatrzymań;
- .2 sprawdzenie stabilnej pracy turbiny nieobciążonej;
- .3 sprawdzenie pracy turbiny przy takich zmianach obciążenia, jakie mogą wystąpić w eksploatacji, włącznie z szybkim zdjęciem pełnego obciążenia, jeżeli takie zdjęcie obciążenia jest w danym układzie napędowym możliwe i dopuszczalne;
- .4 próby działania układów kontrolnych, w tym próba zadziałania regulatora bezpieczeństwa przy rzeczywistych nadmiernych obrotach turbiny;
- .5 próby pracy turbiny gazowej przy mocy częściowej, wynikającej z obciążenia według krzywej śrubowej – dla turbin napędu głównego statku;

- .6 próbę pełnej mocy turbiny gazowej, przeprowadzoną zgodnie z normą międzynarodową lub państwową, uzgodnioną z PRS. Próbę tę należy wykonywać w warunkach otoczenia możliwie najbliższych do warunków odniesienia określonych w 3.3.2. Przeliczenie mocy na warunki odniesienia należy wykonać metodą uzgodnioną z PRS;
- .7 podczas prób ruchowych należy dokonać pomiaru drgań w zakresie od 0 do 110% znamionowej prędkości obrotowej turbiny, w tym podczas uruchomienia, pracy pod obciążeniem i swobodnego wybiegu turbiny.

**3.3.8.10** Dla turbin napędzających prądnice zaleca się sprawdzenie, w ramach prób ruchowych, zdolności utrzymania 110% mocy znamionowej przez 5 minut i sprawdzenie spełnienia wymagań określonych w 3.3.6.3.

**3.3.8.11** Po zakończeniu prób ruchowych należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

**3.3.8.12** Po zakończeniu prób ruchowych należy dokonać oględzin zewnętrznych całego zespołu oraz przeprowadzić przy pomocy endoskopu oględziny wewnętrzne komór spalania, turbin i sprężarek.

**3.3.8.13** Próby wyrobu uznaje się za przeprowadzone pomyślnie, jeżeli stwierdzono, że wyniki prób są zgodne z danymi projektowymi, oraz że zostały spełnione dla poszczególnych prób kryteria akceptacji, ujęte w zatwierdzonym przez PRS programie prób.

**3.3.8.14** PRS wydaje metrykę turbiny gazowej po zaakceptowaniu kompletnego sprawozdania z prób wyrobu. Zastrzega się możliwość wydania metryki dopiero po próbach w morzu.

**3.3.8.15** Próby każdej turbiny w morzu powinny odbywać się zgodnie z zatwierdzonym programem.

W próbach należy wykazać zgodność turbiny i jej instalacji z zatwierdzoną dokumentacją oraz zademonstrować zdolność turbiny do zapewnienia napędu statku lub zaopatrzenia w energię we wszystkich przewidzianych wariantach pływania w morzu i przy manewrach. W ramach prób turbin gazowych napędu głównego i turbin napędzających prądnice podstawowe należy m. in.:

- zmierzyć i przeanalizować poziomy drgań,
- wykonać próbę rozruchów wraz z symulacją stanów nieprawidłowych,
- wykonać próbę zadziałania układu bezpieczeństwa od nadmiernych obrotów,
- sprawdzić działanie układu przygotowania paliwa,
- sprawdzić działanie mechanizmu nawrotu, jeżeli jest zastosowany,
- sprawdzić właściwe ustawienie progów działania układu alarmowego i układu bezpieczeństwa.

**3.3.8.16** Podczas prób układów kontrolnych należy wykazać spełnienie wymagań określonych w 3.3.7.1.

**3.3.8.17** Po zakończeniu prób w morzu PRS może zażądać przeglądu turbiny w stanie otwartym lub oględzin wewnętrznych przy pomocy endoskopu.

**3.3.8.18** Protokół z prób w morzu turbiny gazowej napędu głównego powinien być przedstawiony PRS do rozpatrzenia. PRS może zażądać przedstawienia protokołu z prób w morzu turbin gazowych o innym przeznaczeniu.

## 4 PRZEKŁADNIE, SPRZĘGŁA ROZŁĄCZNE I ELASTYCZNE

### 4.1 Wymagania ogólne

**4.1.1** Konstrukcja przekładni powinna zapewniać ich normalną eksploatację w warunkach określonych w punkcie 1.16 z Części VI – *Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**4.1.2** Oprócz wymagań podanych w tym rozdziale, konstrukcja przekładni, sprzęgieł elastycznych i rozłącznych, przekazujących moc w liniach napędu statków eksploatowanych w lodach, powinna uwzględniać wpływ obciążeń statycznych i dynamicznych, zgodnie z wymaganiami podanymi w *Publication 122/P – Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*.

**4.1.3** Wirujące części przekładni i sprzęgieł powinny być wyważane przez producenta z dokładnością określaną przez normy i standardy producenta. Fakt wyważania powinien być udokumentowany sprawozdaniem.

- .1 Wyważeniu statycznemu podlegają części wirujące z prędkością obwodową:  
 $v \geq 40$  m/s, jeśli zostały poddane całkowitej obróbce mechanicznej zapewniającej ich centryczność;  
 $v \geq 25$  m/s, jeśli nie zostały poddane takiej obróbce.
- .2 Wyważeniu dynamicznemu podlegają części wirujące z prędkością obwodową:  
 $v \geq 50$  m/s.

### 4.2 Przekładnie zębate

#### 4.2.1 Postanowienia ogólne

Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą obudowanych przekładni zębatych o kołach walcowych z zazębieniem zewnętrznym i wewnętrznym, z zębami prostymi lub śrubowymi, o zarysie ewolwentowym, przeznaczonych do napędu głównego oraz do urządzeń pomocniczych o zasadniczym znaczeniu, które poddane są dużej liczbie cykli obciążeń i których układ jest dostosowany do przenoszenia maksymalnej mocy ciągłej równej lub większej niż:

- 220 kW dla przekładni przeznaczonych do napędu głównego,
- 110 kW dla przekładni przeznaczonych do urządzeń pomocniczych o zasadniczym znaczeniu.

Na wniosek PRS wymagania te mogą być także zastosowane do przekładni obudowanych, których układ jest dostosowany do przenoszenia maksymalnej mocy ciągłej mniejszej od określonej powyżej. Inne typy przekładni podlegają specjalnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**4.2.1.1** Dokumentacja przekładni (patrz 1.3.4) powinna zawierać wszystkie dane niezbędne do wykonania obliczeń sprawdzających, przeprowadzonych wg zasad opisanych w 4.2.3. Obliczenia dotyczą kół zębatych i wałów w ciągu przenoszenia mocy silnika od wejścia do wyjścia z przekładni.

**4.2.1.2** Wymagania dla kół zębatych stożkowych, przeznaczonych do stosowania w napędach statków lub urządzeniach innych typów pracujących w ważnych systemach statkowych podlegają specjalnemu rozpatrzeniu PRS w każdym poszczególnym przypadku.

#### 4.2.2 Dane do obliczeń naprężeń w zębach kół zębatych

**4.2.2.1** Symbole i określenia użyte w niniejszym podrozdziale oparte są głównie na normie ISO 6336 oraz normie PN-ISO 1122-1; dotyczą obliczenia zdolności przeniesienia obciążenia przez przekładnię, biorąc pod uwagę naprężenia stykowe (wg metody opisanej w 4.2.4) i naprężenia zginające stopy zębów (wg metody opisanej w 4.2.5).

**4.2.2.2** Dla współpracującej pary kół zębatach, celem uproszczenia zapisów w wymaganiach, przyjęto następujące nazwy:

zębnik – koło zębate z pary współpracującej, mające mniejszą liczbę zębów (indeks 1 przy wszystkich dotyczących tego koła symbolach),

koło – koło zębate z pary współpracującej, mające większą liczbę zębów (indeks 2 przy wszystkich dotyczących tego koła symbolach).

We wzorach dotyczących obliczeń sprawdzających przekładni okrętowych (kół zębatach) są używane następujące symbole:

$a$  – odległość osi współpracujących kół zębatach, [mm];

$b$  – szerokość zazębienia (wspólna dla współpracującej pary kół zębatach), [mm];

$b_1$  – szerokość zazębienia – zębniaka, [mm];

$b_2$  – szerokość zazębienia – koła, [mm];

$d$  – średnica walca podziałowego (średnica podziałowa), [mm];

$d_1$  – średnica podziałowa – zębniaka, [mm];

$d_2$  – średnica podziałowa – koła, [mm];

$d_{a1}$  – średnica wierzchołków zębów – zębniaka, [mm];

$d_{a2}$  – średnica wierzchołków zębów – koła, [mm];

$d_{b1}$  – średnica walca zasadniczego – zębniaka, [mm];

$d_{b2}$  – średnica walca zasadniczego – koła, [mm];

$d_{f1}$  – średnica walca stóp zębów – zębniaka, [mm];

$d_{f2}$  – średnica walca stóp zębów – koła, [mm];

$d_{w1}$  – średnica walca tocznego – zębniaka, [mm];

$d_{w2}$  – średnica walca tocznego – koła, [mm];

$F_t$  – znamionowe obciążenie styczne, [N];

$F_b$  – znamionowe obciążenie styczne na walcu zasadniczym, w przekroju czołowym, [N];

$h$  – wysokość zęba, [mm];

$m_n$  – moduł normalny, [mm];

$m_t$  – moduł czołowy, [mm];

$n_1$  – prędkość obrotowa – zębniaka, [obr./min];

$n_2$  – prędkość obrotowa – koła, [obr./min];

$P$  – maksymalna moc ciągną przenoszona przez zespół przekładni (w przypadku przekładni głównych przeznaczonych na okręty ze wzmocnieniami lodowymi należy uwzględnić wymagania *Publication 122/P – Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*, [kW];

$T_1$  – moment obrotowy przenoszony przez zębniaka, [Nm];

$T_2$  – moment obrotowy przenoszony przez koło, [Nm];

$u$  – przełożenie;

$v$  – prędkość liniowa na średnicy podziałowej, [m/s];

$x_1$  – współczynnik przesunięcia zarysu zębów – zębniaka;

$x_2$  – współczynnik przesunięcia zarysu zębów – koła;

$z_1$  – liczba zębów zębniaka;

$z_2$  – liczba zębów koła;

$z_n$  – zastępcza liczba zębów;

$\alpha_n$  – kąt zarysu na walcu podziałowym, w przekroju normalnym, [°];

- $\alpha_t$  – kąt zarysu na walcu podziałowym, w przekroju czołowym, [°];  
 $\alpha_{tw}$  – kąt zarysu na walcu tocznym, w przekroju czołowym, [°];  
 $\beta$  – kąt pochylenia linii zęba na walcu podziałowym, [°];  
 $\beta_b$  – kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym, [°];  
 $\varepsilon_\alpha$  – wskaźnik zazębienia czołowy, [-];  
 $\varepsilon_\beta$  – wskaźnik zazębienia poskokowy, [-];  
 $\varepsilon_\gamma$  – wskaźnik zazębienia całkowity, [-];  
 $inv \alpha$  – kąt ewolwentowy zarysu zęba towarzyszący rozpatrywanemu kątowi zarysu  $\alpha$ , [rad];  
 $\alpha$  – kąt zarysu (dla określenia kąta ewolwentowego), [°].  
 $\rho_{red}$  – względny promień krzywizny.

**Uwaga:**

1. Dla zazębień wewnętrznych  $z_2$ ,  $a$ ,  $d_2$ ,  $d_{a2}$ ,  $d_{b2}$  oraz  $d_{w2}$  mają wartości ujemne.
2. We wzorze określającym naprężenia stykowe zębów  $b$  jest szerokością zazębienia na walcu tocznym.
3. We wzorze określającym naprężenia zginające w stopach zębów  $b_1$  lub  $b_2$  są szerokościami przy odpowiednich stopach zębów. W żadnym przypadku  $b_1$  i  $b_2$  nie powinny być większe od  $b$  o więcej niż jeden moduł ( $m_n$ ) po każdej stronie.
4. Szerokość zazębienia  $b$  może być użyta we wzorze określającym naprężenia zginające w stopach zębów, jeśli zastosowano baryłkowatość lub odciążenie końca zębów.

**4.2.2.3 Wybrane wzory dla zazębienia**

Przełożenie,  $u$ , określa się jak niżej:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.2.2.3)$$

gdzie  $u$  ma wartość:

- dodatnią dla zazębień zewnętrznych,
- ujemną dla zazębień wewnętrznych.

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t$$

$$d_{1,2} = \frac{z_{1,2} m_n}{\cos \beta}$$

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cdot \cos \alpha_t$$

$$d_{w1} = \frac{2a}{u + 1}$$

$$d_{w2} = \frac{2au}{u + 1}$$

gdzie  $a = 0,5 (d_{w1} + d_{w2})$

$$z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$inv \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi \alpha}{180'} \alpha \text{ [°]}$$

$$inv \alpha_{tw} = inv \alpha_t + 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \text{ lub } \cos \alpha_{tw} = \frac{m_t (z_1 + z_2)}{2a} \cos \alpha_t$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0,5 \cdot \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0,5 \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha_{tw}}{\pi \cdot m_t \cos \alpha_t}$$

**Uwaga:**

Znak ( $\pm$ ) w powyższym wzorze należy interpretować następująco:

(+) dla zazębienia zewnętrznego,

(-) dla zazębienia wewnętrznego.

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$$

**Uwaga:**

Dla wieńców daszkowych  $b$  należy przyjmować jako szerokość zazębienia jednokierunkowego.

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_{1,2} \cdot n_{1,2}}{60 \cdot 10^3}$$

**4.2.2.4 Znamionowe obciążenie styczne,  $F_t$** 

Znamionowe obciążenie styczne,  $F_t$ , styczne do walca podziałowego i leżące w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu, jest obliczone na podstawie maksymalnej ciągłej mocy przenoszonej przez przekładnię z uwzględnieniem wymagania podanego w *Publication 122/P-Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision* według następujących wzorów:

$$T_{1,2} = \frac{30 \cdot 10^3 P}{\pi n_{1,2}} \quad (4.2.2.4-1)$$

$$F_t = 2000 \cdot \frac{T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (4.2.2.4-2)$$

**4.2.3 Współczynniki wspólne dla sprawdzanych warunków wytrzymałościowych (naprężeń stykowych i zginających)**

W niniejszym podrozdziale określone są współczynniki mające zastosowanie we wzorach sprawdzających wytrzymałość zębów kół zębatych na naprężenia stykowe (wg 4.2.4) oraz na naprężenia zginające stopy zębów (wg 4.2.5). Inne współczynniki specyficzne dla wzorów wytrzymałościowych zawarte są w 4.2.4 oraz 4.2.5.

Wszystkie współczynniki należy obliczać na podstawie odnośnych wzorów lub podanych wytycznych.

**4.2.3.1 Współczynnik zastosowania,  $K_A$** 

Współczynnik zastosowania,  $K_A$ , uwzględnia przeciążenia dynamiczne wywołane w przekładni na skutek sił zewnętrznych.

$K_A$  dla przekładni konstruowanych dla nieograniczonej żywotności należy określać jako stosunek maksymalnego powtarzalnego, cyklicznego momentu występującego w przekładni (przyjmuje się, że obciążenie przekładni jest okresowo zmienne) do jej nominalnego momentu znamionowego.

Moment znamionowy, używany w dalszych obliczeniach, należy przyjmować jako stosunek mocy znamionowej i znamionowej prędkości obrotowej. Należy przy tym uwzględnić wymagania *Publication 122/P-Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*, jeśli mają one zastosowanie.

Współczynnik  $K_A$  zależy głównie od:

- charakterystyk mechanizmów napędowych i napędzanych,



- stosunku mas,
- typu sprzęgła,
- warunków eksploatacji (przeciążenie obrotami – tzw. rozbieganie, zmiany warunków obciążenia śruby napędowej itp.).

Dla pracy w pobliżu krytycznej prędkości obrotowej należy wykonać staranną analizę takich warunków pracy.

Współczynnik  $K_A$  powinien być określony pomiarami lub uznaną przez PRS metodą analizy. Jeżeli współczynnik nie może być określony w ten sposób, to jego wartość liczbową można przyjąć wg tabeli 4.2.3.1.

**Tabela 4.2.3.1**  
**Wartości  $K_A$  w zależności od zastosowania przekładni**

Zespół napędowy współpracujący z przekładnią	Wartości $K_A$	
	Napęd główny	Napęd pomocniczy
Wysokoprężny tłokowy silnik spalinowy z hydraulicznym lub elektromagnetycznym sprzęgłem poślizgowym	1	1
Wysokoprężny tłokowy silnik spalinowy ze sprzęgłem wysokoelastycznym	1,3	1,2
Wysokoprężny tłokowy silnik spalinowy z innym rodzajem sprzęgła	1,5	1,4
Silnik elektryczny	-	1

**Uwaga:** W przypadku gdy statek, na którym stosowana jest dana przekładnia otrzymuje znak klasy lodowej, wartości współczynnika zastosowania lub znamionowej siły stycznej powinny być dostosowane, tak aby odzwierciedlać obciążenie lodem związane z nadawaną klasą lodową, tj. zgodnie z postanowieniami zawartymi w IACS UR 13, jeśli mają zastosowanie.

#### 4.2.3.2 Współczynnik rozkładu obciążenia, $K_\gamma$

Współczynnik rozkładu obciążenia,  $K_\gamma$ , uwzględnia nierównomierny rozkład obciążenia w przekładniach wielostopniowych – wielodrożnych (podwójny tandem, przekładnia obiegowa, uzębienie daszkowe, itp.).

$K_\gamma$  należy określać jako stosunek maksymalnego obciążenia w rzeczywistym zazębieniu do równomiernie rozłożonego obciążenia. Współczynnik ten zależy głównie od dokładności i elastyczności stopni przekładni oraz dróg przepływu obciążenia.

Współczynnik  $K_\gamma$  powinien być określany pomiarami lub metodą analizy. Jeżeli jest to niemożliwe, to wartość  $K_\gamma$  należy określać następująco:

- 3 przekładnie obiegowe i poniżej: 1,00
- 4 przekładnie obiegowe: 1,20
- 5 przekładni obiegowych: 1,30
- 6 przekładni obiegowych i powyżej : 140.

#### 4.2.3.3 Współczynnik dynamiczny wewnętrzny, $K_v$

Współczynnik dynamiczny wewnętrzny,  $K_v$ , uwzględnia obciążenia dynamiczne powstające wewnątrz przekładni w wyniku drgań zębniaka i koła względem siebie.

$K_v$  należy określać jako stosunek maksymalnego obciążenia na boczną powierzchnię zęba do maksymalnego obciążenia zewnętrznego określonego jako  $(F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma)$ .

Współczynnik ten zależy głównie od:

- błędów przeniesienia (zależnych od błędów podziałki i profilu),

- mas zębniaka i koła,
- zmiany sztywności zazębienia przy przechodzeniu zębów przekładni przez cykl zazębienia,
- przeniesionego obciążenia z uwzględnieniem współczynnika zastosowania,
- prędkości liniowej na walcu podziałowym,
- dynamicznego niewyważenia kół i wału,
- sztywności wału i łożysk,
- charakterystyk tłumienia przekładni.

Współczynnik  $K_v$  powinien być obliczany w sposób następujący:

Tą metodę można stosować tylko, gdy spełnione są wszystkie poniższe warunki:

- prędkość bieżąca w zakresie podkrytycznym:

$$\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 10 \text{ m/s}$$

- zazębienia proste ( $\beta = 0^\circ$ ) oraz zazębienia śrubowe ( $\beta \leq 30''$ ),
- zębniak z względnie małą liczbą zębów,  $z_1 \leq 50$ ,
- koła z pełną tarczą lub ciężkie stalowe wieńce.

Metodę tą można stosować do wszystkich typów zazębienia, dla których  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3 \text{ m/s}$  oraz do zazębienia śrubowych, dla których  $\beta > 30''$ .

W przypadku innych zazębienia, należy zastosować postanowienia metody B podanej w normie odniesienia ISO 6336-1:2019.

- a) Dla zazębienia prostych i śrubowych, dla których poskokowy wskaźnik zazębienia  $\varepsilon_\beta \geq 1$ .

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{V Z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

W przypadku gdy  $K_A F_t / b$  jest mniejsze niż 100 N/mm, zakłada się, że wartość ta jest równa 100 N/mm.

Wartości liczbowe współczynnika  $K_1$  powinny być zgodne z tabelą 4.2.3.3.

**Tabela 4.2.3.3**  
**Wartości  $K_1$  dla obliczenia współczynnika  $K_v$**

	Wartości $K_1$					
	Klasy dokładności wg ISO 1328					
	3	4	5	6	7	8
Zęby proste	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1
Zęby śrubowe	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8

**Uwaga:** Klasy dokładności ISO zgodne są z ISO 1328-1:2013. W przypadku gdy zastosowano koła zębate wykonane w różnej klasie dokładności, to do obliczeń należy przyjmować najniższą z nich.

Dla wszystkich klas dokładności współczynnik  $K_2$  powinien wynosić:

- dla zębów prostych,  $K_2 = 0,0193$
- dla zębów śrubowych,  $K_2 = 0,0087$ .

Współczynnik  $K_3$  powinien wynosić:

Jeśli  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0,2$ , wówczas  $K_3 = 2,0$

Jeśli  $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0,2$ , wówczas  $K_3 = 2,071 - 0,357 \times \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$

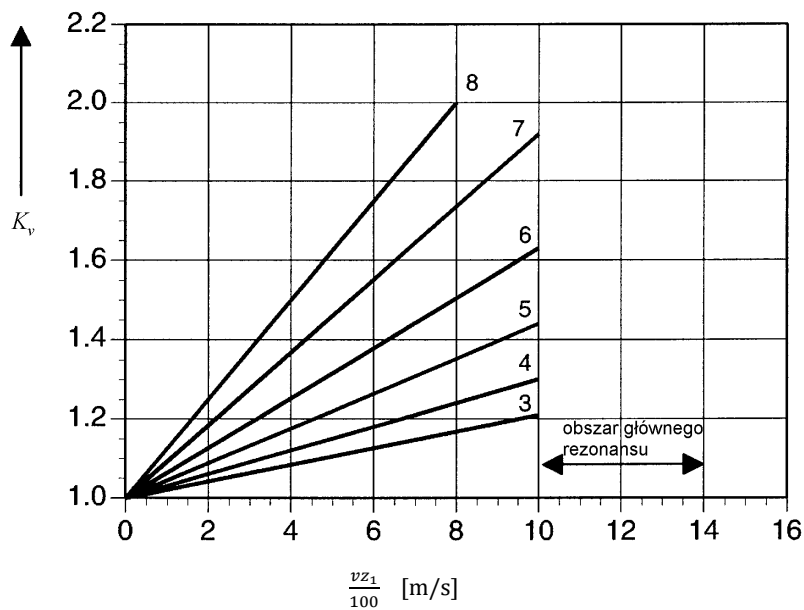
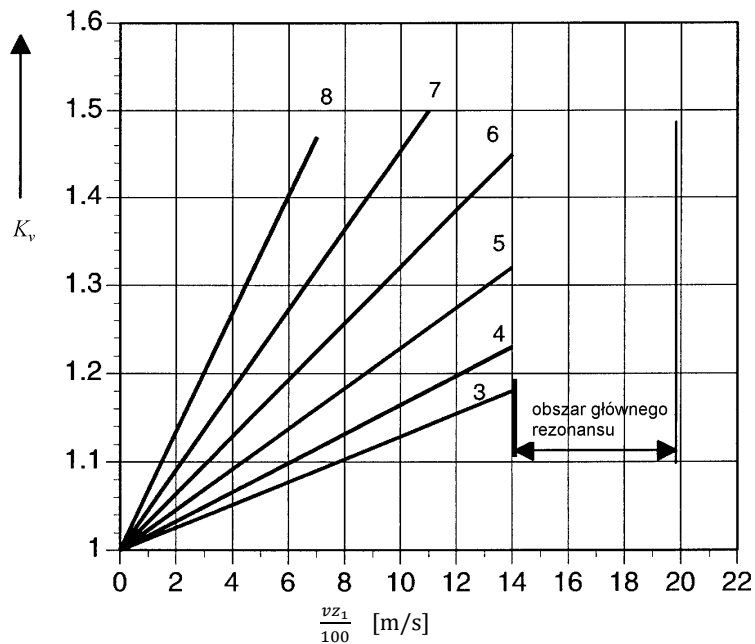
b) Dla ząbów śrubowych, dla których poskokowy wskaźnik ząbienia  $\varepsilon_\beta < 1$ , wartość  $K_v$  określana jest przez interpolację liniową pomiędzy wartościami określanymi dla ząbów prostych ( $K_{v\alpha}$ ) oraz ząbów śrubowych ( $K_{v\beta}$ ) następująco:

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta(K_{v\alpha} - K_{v\beta})$$

gdzie:

$K_{v\alpha}$  jest wartością  $K_v$  dla ząbów prostych, zgodnie z a);

$K_{v\beta}$  jest wartością  $K_v$  dla ząbów śrubowych, zgodnie z a)



#### 4.2.3.4 Współczynniki wzdłużnego rozkładu obciążenia, $K_{H\beta}$ i $K_{F\beta}$

Współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia,  $K_{H\beta}$  dla naprężeń stykowych,  $K_{F\beta}$  dla naprężeń zginających w stopie zęba, uwzględniają skutki nierównomiernego rozkładu obciążenia na długości zęba.

$K_{H\beta}$  należy określać następująco:

$$K_{H\beta} = \frac{\text{maksymalne obciążenie na jednostkę szerokości wieńca zębatego}}{\text{średnie obciążenie na jednostkę szerokości wieńca zębatego}}$$

$K_{F\beta}$  należy określać następująco:

$$K_{F\beta} = \frac{\text{maksymalne naprężenie zginające w stopie zęba na jednostkę szerokości wieńca}}{\text{średnie naprężenie zginające w stopie zęba na jednostkę szerokości wieńca}}$$

Średnie naprężenia zginające w stopie zęba odnoszą się do rozpatrywanej szerokości wieńca zębatego,  $b_1$ , względnie  $b_2$ .

Współczynniki  $K_{H\beta}$  oraz  $K_{F\beta}$  zależą głównie od:

- dokładności wykonania zębów przez producenta;
- błędów montażu w wyniku błędów wytoczenia otworów;
- luzów łożyskowych;
- błędów wzajemnego ułożenia osi zębnika i koła;
- odkształceń wywołanych małą sztywnością elementów przekładni, wałów, łożysk, obudowy i posadowienia części;
- wydłużeń i odkształceń cieplnych w temperaturze roboczej;
- kompensującej konstrukcji części (baryłkowatość, odciążenie końców zębów itp.).

Współczynniki wzdłużnego rozkładu obciążenia dla naprężeń stykowych,  $K_{H\beta}$ , oraz dla naprężeń zginających w stopie zęba,  $K_{F\beta}$ , powinny być określone zgodnie z metodą C podaną w normie odniesienia ISO 6336-1:2019.

Stosowane mogą być metody alternatywne przyjęte przez PRS.

Zależności pomiędzy współczynnikami  $K_{H\beta}$  oraz  $K_{F\beta}$ :

- .1 W przypadku gdy najsilniejszy nacisk jest na końcach zębów, współczynnik  $K_{F\beta}$  należy obliczyć według wzoru:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N \quad (4.2.3.4.1)$$

$$\text{gdzie: } N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} \quad \frac{b}{h} = \min\left(\frac{b_1}{h_1}; \frac{b_2}{h_2}\right)$$

**Uwaga:**

Dla kół zębatych daszkowych należy przyjmować szerokość uzębienia jednokierunkowego. Gdy  $b/h < 3$ , należy przyjąć wartość  $b/h=3$ .

- .2 W przypadku gdy końce zębów poddane są niewielkiemu naciskowi lub są odciążone (baryłkowatość, odciążenie końców):

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}.$$

#### 4.2.3.5 Współczynniki poprzecznego rozkładu obciążenia, $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$

Współczynniki poprzecznego rozkładu obciążenia:

$K_{H\alpha}$  – dla naprężeń stykowych,

$K_{F\alpha}$  – dla naprężeń zginających w stopie zęba,

uwzględniają wpływ błędów podziałki i profilu na poprzeczny rozdział obciążenia pomiędzy dwoma lub więcej parami zazębienia.

Współczynniki  $K_{H\alpha}$  i  $K_{F\alpha}$  zależą głównie od:

- ogólnej sztywności zazębienia;
- całkowitego obciążenia stycznego ( $F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{H\beta}$ );
- błędu podziałki zasadniczej;
- modyfikacji wierzchołka zęba;
- dopuszczalnej nierównomierności prędkości obrotowej.

Współczynniki poprzecznego rozkładu obciążenia,  $K_{H\alpha}$  dla naprężeń stykowych i  $K_{F\alpha}$  dla naprężeń zginających w stopie zęba należy określić zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336-1:2019 – metoda B.

**4.2.3.6** Inne metody doboru współczynników aniżeli określone w 4.2.3 mogą być stosowane w obliczeniach pod warunkiem, że metody te będą uznane przez PRS.

#### 4.2.4 Trwałość powierzchni (wyrwy)

**4.2.4.1** Kryterium trwałości powierzchni sformułowane jest przy wykorzystaniu wzorów Hertza do obliczenia nacisków powierzchniowych w czynnym punkcie zazębienia (lub w wewnętrznym punkcie zazębienia) pojedynczej pary zębów. Naprężenie stykowe,  $\sigma_H$ , powinno być równe lub mniejsze od dopuszczalnego naprężenia stykowego  $\sigma_{HP}$ .

##### 4.2.4.2 Wzór podstawowy do obliczenia naprężeń stykowych, $\sigma_H$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.2.4.2)$$

gdzie:

$\sigma_{H0}$  – podstawowa wartość naprężeń stykowych dla zębniaka i koła obliczona wg wzoru:

$$\sigma_{H0} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [\text{N/mm}^2] \quad \text{dla zębniaka,}$$

$$\sigma_{H0} = Z_D \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [\text{N/mm}^2] \quad \text{dla koła,}$$

gdzie:

$F_t$ ,  $b$ ,  $d$ ,  $u$  (patrz 4.2.2);

$Z_B$  – współczynnik pojedynczej pary zazębienia dla zębniaka (patrz 4.2.4.4);

$Z_D$  – współczynnik pojedynczej pary zazębienia dla koła (patrz 4.2.4.4);

$Z_H$  – współczynnik strefy (patrz 4.2.4.5);

$Z_E$  – współczynnik sprężystości (patrz 4.2.4.6);

$Z_\varepsilon$  – współczynnik wskaźnika zazębienia (patrz 4.2.4.7);

$Z_\beta$  – współczynnik pochylenia zębów (patrz 4.2.4.8);

$K_A$  – współczynnik zastosowania (patrz 4.2.3.1);

$K_\gamma$  – współczynnik rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.2);

$K_v$  – współczynnik dynamiczny wewnętrzny (patrz 4.2.3.3);

$K_{H\alpha}$  – współczynnik poprzecznego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.5);

$K_{H\beta}$  – współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.4).

#### 4.2.4.3 Wzór do obliczania dopuszczalnych naprężeń stykowych, $\sigma_{HP}$

Dopuszczalne naprężenia stykowe,  $\sigma_{HP}$ , należy określać oddzielnie dla każdej pary (zębniaka i koła) według wzoru:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.2.4.3)$$

gdzie:

$\sigma_{Hlim}$  – wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe dla materiału zęba  $[\text{N/mm}^2]$  (patrz 4.2.4.9);

$S_H$  – współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych (patrz 4.2.4.14);

$Z_N$  – współczynnik żywotności (patrz 4.2.4.10);

$Z_L$  – współczynnik smarowania (patrz 4.2.4.11);

$Z_v$  – współczynnik prędkości (patrz 4.2.4.11);

$Z_R$  – współczynnik chropowatości (patrz 4.2.4.11);

$Z_W$  – współczynnik stosunku twardości (patrz 4.2.4.12);

$Z_X$  – współczynnik wielkości (patrz 4.2.4.13).

#### 4.2.4.4 Współczynniki pojedynczej pary zazębienia, $Z_B$ i $Z_D$

Współczynniki pojedynczej pary zazębienia,  $Z_B$  dla zębniaka i  $Z_D$  dla koła, uwzględniają wpływ krzywizny powierzchni bocznej zęba na naprężenia stykowe w centralnym punkcie styku pojedynczej pary zębów w stosunku do  $Z_H$ .

Współczynniki przekształcają naprężenia stykowe określone w biegunie zazębienia na naprężenia stykowe, z uwzględnieniem krzywizny powierzchni bocznej zęba w centralnym punkcie styku pojedynczej pary.

Współczynniki  $Z_B$  dla zębniaka i  $Z_D$  dla koła należy określać w następujący sposób:

– dla kół zębatych o zębach prostych ( $\varepsilon_\beta = 0$ ):

$$Z_B = \max(M_1; 1) \quad (4.2.4.4-1)$$

$$Z_D = \max(M_2; 1) \quad (4.2.4.4-2)$$

gdzie:

$$M_1 = \frac{\text{tg} \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_1}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}} \right]}}$$

$$M_2 = \frac{\text{tg} \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_2}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}} \right]}}$$

– dla kół zębatych o zębach śrubowych,

jeśli  $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1$$

jeśli  $\varepsilon_\beta < 1$ , wartości  $Z_B$  i  $Z_D$  należy określać przez interpolację liniową pomiędzy wartościami  $Z_B$  i  $Z_D$  dla zazębienia prostych a wartościami  $Z_B$  i  $Z_D$  dla zazębienia śrubowych, dla których  $\varepsilon_\beta \geq 1$ .

A zatem:

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta(M_1 - 1) \text{ oraz } Z_B \geq 1 \quad (4.2.4.4-3)$$



$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta(M_2 - 1) \text{ oraz } Z_D \geq 1 \quad (4.2.4.4-4)$$

Dla zazębien wewnętrznych  $Z_D$  należy przyjmować jako równe 1.

#### 4.2.4.5 Współczynnik strefy, $Z_H$

Współczynnik strefy,  $Z_H$ , uwzględnia wpływ krzywizny bocznej zęba w biegunie zazębienia na nacisk powierzchniowy określony wzorami Hertza oraz przekształca obciążenie styczne na obciążenie normalne na walcu podziałowym.

Współczynnik  $Z_H$  należy obliczać według wzoru:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{tW}}} \quad (4.2.4.5)$$

#### 4.2.4.6 Współczynnik sprężystości materiału, $Z_E$

Współczynnik sprężystości,  $Z_E$ , uwzględnia wpływ właściwości sprężystych materiału, określonych modułem sprężystości Younga,  $E$ , oraz liczbą Poissona,  $\nu$ , na naciski powierzchniowe.

Współczynnik  $Z_E$  dla zazębien stalowych ( $E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$ ,  $\nu = 0,3$ ) jest równy:

$$Z_E = 189,8 \text{ N/mm}^2$$

W pozostałych przypadkach do obliczenia wartości  $Z_E$  należy stosować normę ISO 6336-2:2019.

#### 4.2.4.7 Współczynnik wskaźnika zazębienia, $Z_\varepsilon$

Współczynnik wskaźnika zazębienia,  $Z_\varepsilon$ , uwzględnia wpływ czołowego wskaźnika zazębienia,  $\varepsilon_\alpha$ , i poskokowego wskaźnika zazębienia,  $\varepsilon_\beta$ , na jednostkowe obciążenie stykowe zębów.

Współczynnik  $Z_\varepsilon$  należy określać następująco:

– dla kół zębatych o zębach prostych według wzoru:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (4.2.4.7-1)$$

– dla kół zębatych o zębach śrubowych według wzoru:

gdy  $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.2.4.7-2)$$

gdy  $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.2.4.7-3)$$

#### 4.2.4.8 Współczynnik pochylenia linii zębów, $Z_\beta$

Współczynnik pochylenia linii zębów,  $Z_\beta$ , uwzględnia wpływ kąta pochylenia linii zębów na trwałość powierzchni, dopuszczając takie zmienne, jak rozkład obciążenia wzdłuż linii styku. Współczynnik  $Z_\beta$  zależy tylko od kąta pochylenia linii zębów.

Współczynnik  $Z_\beta$  należy obliczać według wzoru:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}} \quad (4.2.4.8)$$

#### 4.2.4.9 Wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe, $\sigma_{Hlim}$

Dla danego materiału  $\sigma_{Hlim}$  jest wartością dopuszczalnych, powtarzalnych naprężeń stykowych, jakie mogą być przenoszone w sposób ciągły. Ta wartość może być rozpatrywana jako poziom naprężeń stykowych, jakie materiał może wytrzymać bez pittingu przez co najmniej  $5 \cdot 10^7$  cykli obciążeń.

Dla tego celu pitting może być określany:

- dla nieutwardzonych powierzchni zębów, jeżeli obszar pittingu jest większy niż 2% całkowitej bocznej powierzchni czynnej,
- dla utwardzonych powierzchni zębów, jeśli obszar pittingu jest większy niż 0,5% całkowitej bocznej powierzchni czynnej lub jest większy niż 4% powierzchni bocznej pojedynczego zęba.

Wartość  $\sigma_{Hlim}$  powinna odpowiadać 1% (lub mniejszemu) prawdopodobieństwu uszkodzenia.

Wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe zależy głównie od:

- składu materiału, jego czystości i wad;
- własności mechanicznych;
- naprężeń szczątkowych;
- procesu utwardzania, głębokości warstwy utwardzonej, gradientu utwardzenia;
- struktury materiału (odkuvka, materiał walcowany, odlew).

Dopuszczalna wartość naprężeń stykowych,  $\sigma_{Hlim}$ , powinna być określona zgodnie z wynikami prób materiałów zastosowanych w budowie. Jeżeli brak wyników z takich prób, to wartość naprężeń stykowych,  $\sigma_{Hlim}$ , należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336-5:2016 – klasa jakości MQ.

#### 4.2.4.10 Współczynnik żywotności, $Z_N$

Współczynnik żywotności,  $Z_N$ , uwzględnia wyższe dopuszczalne naprężenia stykowe w przypadku, gdy wymagana jest ograniczona żywotność (niższa liczba cykli obciążeń).

Współczynnik zależy głównie od:

- materiału i obróbki cieplnej;
- liczby cykli obciążeń;
- współczynników  $Z_R$ ,  $Z_v$ ,  $Z_L$ ,  $Z_W$ ,  $Z_X$ .

Współczynnik  $Z_N$  należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336-2:2019 – metoda B.

#### 4.2.4.11 Współczynniki smarowania, prędkości i chropowatości, $Z_L$ , $Z_v$ i $Z_R$

Współczynnik smarowania,  $Z_L$ , uwzględnia wpływ rodzaju oleju i jego lepkości. Współczynnik prędkości,  $Z_v$ , uwzględnia wpływ prędkości obwodowej ( $v$ ), a współczynnik chropowatości,  $Z_R$ , uwzględnia wpływ chropowatości powierzchni na jej trwałość.

Współczynniki te można obliczać dla bardziej miękkiego z materiałów, jeżeli współpracujące zęby mają różną twardość.

Współczynniki te zależą głównie od:

- lepkości oleju smarowego w obrębie styku zębów;
- sumy prędkości chwilowych na powierzchni zębów;
- obciążenia;
- względnego promienia krzywizny w biegunie zazębienia;
- chropowatości bocznej powierzchni zęba;
- twardości zębownika i koła.

Współczynniki te należy określać następująco:

- .1 współczynnik smarowania,  $Z_L$ , należy obliczać według wzoru:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1-C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (4.2.4.11.1)$$

gdzie:

$v_{40}$  – znamionowa lepkość kinematyczna oleju stosowanego w przekładni w temperaturze 40°C, mm<sup>2</sup>/s.

$$C_{ZL} = \left(0,08 \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350}\right) + 0,83 \text{ dla } 850 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

**Uwaga:**

Jeżeli  $\sigma_{Hlim} < 850$  MPa, należy przyjmować  $C_{ZL} = 0,83$ . Jeżeli  $\sigma_{Hlim} > 1200$  MPa, należy przyjmować  $C_{ZL} = 0,91$ .

- .2 współczynnik prędkości,  $Z_V$ , należy obliczać według wzoru:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1-C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (4.2.4.11.2)$$

gdzie:

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02 \text{ dla } 850 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

**Uwaga:**

Jeżeli  $\sigma_{Hlim} < 850$  MPa, należy przyjmować  $C_{ZV} = 0,85$ . Jeżeli  $\sigma_{Hlim} > 1200$  MPa, należy przyjmować  $C_{ZV} = 0,93$ .

- .3 współczynnik chropowatości,  $Z_R$ , należy obliczać według wzoru:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad (4.2.4.11.3)$$

gdzie:

$$R_z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}$$

Amplituda chropowatości określona dla zębniaka,  $R_{Z1}$ , oraz koła,  $R_{Z2}$ , jest średnią wartością amplitudy chropowatości,  $R_z$ , mierzonej na kilku bokach zęba ( $R_z$  jak podano w normie ISO 6336-2:2019).

$R_{Z10}$  – średnia amplituda chropowatości współpracującej pary kół odniesiona do względnego promienia krzywizny zębów, [ $\mu\text{m}$ ]:

$$R_{Z10} = R_z \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

$\rho_{red}$  – względny promień krzywizny zęba współpracujących kół zębatych,

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

gdzie:

$$\rho_{1,2} = 0,5 \cdot d_{b1,2} \cdot \text{tg} \alpha_{tw}.$$

**Uwaga:**

$d_b$  ma wartość ujemną dla zazębnień wewnętrznych.

Jeśli chropowatość jest średnią arytmetyczną –  $R_a$  (= wartość CLA) (= wartość AA):

$$R_a = CLA = AA = R_z/6,$$

gdzie:

$R_{z1}$  – wysokość nierówności (chropowatości) zębniaka, [ $\mu\text{m}$ ];

$R_{z2}$  – wysokość nierówności (chropowatości) koła, [ $\mu\text{m}$ ];

$C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot \sigma_{Hlim}$  dla  $850 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200$  [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]

**Uwaga:**

Jeśli  $\sigma_{Hlim} < 850$   $\text{N}/\text{mm}^2$ , wówczas  $C_{ZR} = 0,150$ . Jeśli  $\sigma_{Hlim} > 1200$   $\text{N}/\text{mm}^2$ , wówczas  $C_{ZR} = 0,080$ .

#### 4.2.4.12 Współczynnik stosunku twardości, $Z_W$

Współczynnik stosunku twardości,  $Z_W$ , uwzględnia wpływ trwałości zębów z miękkiej stali współpracujących z zębami znacznie twardszymi, o gładkiej powierzchni, w następujących przypadkach.

a) Zębniak powierzchniowo utwardzany z utwardzaniem na wskroś kołem:

$$\text{Jeśli } HB < 130 \quad Z_W = 1,2 \cdot \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0,15} \quad (4.2.4.12-1)$$

$$\text{Jeśli } 130 \leq HB \leq 470 \quad Z_W = \left(1,2 \div \frac{HB-130}{1700}\right) \cdot \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0,15} \quad (4.2.4.12-2)$$

$$\text{Jeśli } HB > 470 \quad Z_W = \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0,15} \quad (4.2.4.12-3)$$

gdzie:

$HB$  – twardość w skali Brinella boków zębów bardziej miękkiego zazębienia pary zębów,

$$R_{zH} = \frac{R_{z1} \cdot (10/\rho_{red})^{0,33} \cdot (R_{z1}/R_{z2})^{0,66}}{(v \cdot v_{40}/1500)^{0,33}}$$

$R_{zH}$  – średnia amplituda chropowatości koła współpracującego odniesiona do względnego promienia krzywizny zęba ( $\mu\text{m}$ )

$\rho_{red}$  – względny promień krzywizny (patrz 4.2.4.11)

$R_{z1}$  – amplituda chropowatości określona dla zębniaka

$R_{z2}$  – amplituda chropowatości określona dla koła

$v_{40}$  – znamionowa lepkość kinematyczna oleju przy  $40^\circ\text{C}$ ,  $\text{mm}^2/\text{s}$ .

b) Zębniak i koło utwardzane na wskroś

W przypadku gdy zębniak jest znacznie twardszy niż koło, utwardzanie zwiększa zdolność obciążania boków koła.  $Z_W$  ma zastosowanie jedynie do kół, nie ma zastosowania do zębniaków.

$$\text{Jeśli } HB_1/ HB_2 < 1,2 \quad Z_W = 1 \quad (4.2.4.12-4)$$

$$\text{Jeśli } 1,2 \leq HB_1/ HB_2 \leq 1,7 \quad Z_W = 1 + \left(0,00898 \frac{HB_1}{HB_2} - 0,00829\right) \cdot (u - 1) \quad (4.2.4.12-5)$$

$$\text{Jeśli } HB_1/ HB_2 > 1,7 \quad Z_W = 1 + 0,00698 \cdot (u - 1) \quad (4.2.4.12-6)$$

Jeśli stosunek  $u > 20$ , wówczas należy przyjąć wartość  $u = 20$ .

W każdym przypadku gdy obliczone  $Z_W < 1$ , wówczas należy przyjąć wartość  $Z_W = 1,0$ .

#### 4.2.4.13 Współczynnik wielkości, $Z_X$

Współczynnik wielkości,  $Z_X$ , uwzględnia wpływ wymiarów zęba na dopuszczalne naprężenia stykowe i niejednorodność właściwości materiałów.

Współczynnik ten zależy głównie od:



- materiału i obróbki cieplnej;
- wymiarów zębów i przekładni;
- stosunku głębokości utwardzenia do wymiarów zęba;
- stosunku głębokości utwardzenia do zastępczego promienia krzywizny.

Dla zębów hartowanych na wskroś i hartowanych powierzchniowo z głębokością utwardzenia odpowiednią do wymiarów zęba i do względnego promienia krzywizny  $Z_X = 1$ . Jeżeli głębokość utwardzenia jest względnie mała, wówczas należy przyjąć mniejszą wartość  $Z_X$ .

#### 4.2.4.14 Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych, $S_H$

Wartość liczbowa współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych,  $S_H$ , uzależniona jest od przeznaczenia przekładni oraz od tego, czy zastosowana jest ona w pojedynczym zespole, czy w dwu i większej liczbie zespołów.

Współczynnik bezpieczeństwa należy określać według tabeli 4.2.4.14.

**Tabela 4.2.4.14**

Rodzaj napędu	$S_H$	
	Dwa i więcej zespołów	Zespół pojedynczy
Główny	1,2	1,4
Pomocniczy	1,15	1,2

Dla przekładni niezależnych zdwojonych głównych układów napędowych oraz dla przekładni mechanizmów pomocniczych zainstalowanych na okręcie w ilości większej niż określona wymaganiami *Przepisów*, po uzgodnieniu z PRS wartość  $S_H$  może być obniżona.

#### 4.2.5 Naprężenia zginające stopy zębów kół zębatych

**4.2.5.1** Kryterium wytrzymałości stopy zęba na zginanie określa dopuszczalny poziom miejscowych naprężeń rozrywających w stopie zęba. Naprężenia zginające w stopie,  $\sigma_F$ , i dopuszczalne naprężenia zginające w stopie,  $\sigma_{FP}$ , powinny być obliczane odrębnie dla zębniaka i koła. Wartość  $\sigma_F$  nie może przekraczać wartości  $\sigma_{FP}$ . Poniższe określenia mają zastosowanie do kół zębatych z wieńcami o grubości większej niż  $3,5 m_n$  oraz dla kątów normalnego zarysu  $\alpha_n \leq 25^\circ$  i dla kątów linii podziałowej zębów śrubowych  $\beta \leq 30^\circ$ . Dla większych wartości  $\alpha_n$  i  $\beta$  wyniki obliczeń należy potwierdzić doświadczalnie lub zweryfikować zgodnie z postanowieniami normy ISO 6336-3:2019 – metoda A.

**4.2.5.2** Wzór podstawowy do obliczania naprężeń zginających:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_{DT} \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.2.5.2)$$

gdzie:

$F_t$ ,  $b$ ,  $m_n$  (patrz 4.2.2.2);

$Y_F$  – współczynnik kształtu zęba (patrz 4.2.5.4);

$Y_S$  – współczynnik korekcji naprężeń (patrz 4.2.5.4);

$Y_\beta$  – współczynnik pochylenia linii zębów (patrz 4.2.5.6);

$Y_B$  – współczynnik grubości wieńca (patrz 4.2.5.7);

$Y_{DT}$  – współczynnik głębokości zęba (patrz 4.2.5.8);

$K_A$  – współczynnik zastosowania (patrz 4.2.3.1);

$K_\gamma$  – współczynnik rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.2);

$K_v$  – współczynnik dynamiczny wewnętrzny (patrz 4.2.3.3);

$K_{F\alpha}$  – współczynnik poprzecznego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.5);

$K_{F\beta}$  – współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.4).

**4.2.5.3** Wzór podstawowy do obliczania dopuszczalnych naprężeń zginających,  $\sigma_{FP}$ :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} Y_d Y_N}{S_F} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.2.5.3)$$

gdzie:

- $\sigma_{FE}$  – wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, [N/mm<sup>2</sup>] (patrz 4.2.5.7);
- $Y_d$  – współczynnik konstrukcji (patrz 4.2.5.8);
- $Y_N$  – współczynnik żywotności (patrz 4.2.5.9);
- $S_F$  – współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopie zęba (patrz 4.2.5.13);
- $Y_{\delta relT}$  – współczynnik względnej czułości na działanie karbu (patrz 4.2.5.10);
- $Y_{RrelT}$  – współczynnik względny powierzchni (patrz 4.2.5.11);
- $Y_X$  – współczynnik wielkości (patrz 4.2.5.12).

**4.2.5.4** Współczynnik kształtu zęba,  $Y_F$ 

Współczynnik kształtu zęba,  $Y_F$ , uwzględnia wpływ kształtu zęba na nominalne naprężenia zginające z siłą działającą w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów. Współczynnik  $Y_F$  należy określić odrębnie dla zębniaka i koła. W przypadku zębów śrubowych współczynnik kształtu należy określić dla przekroju normalnego, tj. dla „zastępczego” koła z zębami prostymi o zastępczej liczbie zębów ( $z_n$ ).

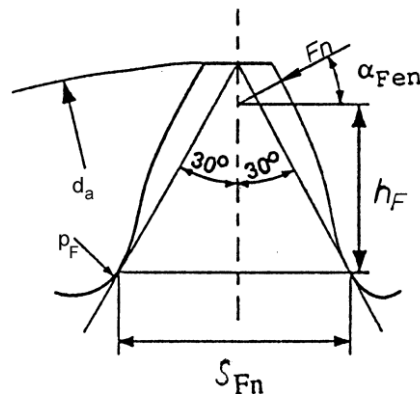
Współczynnik  $Y_F$  należy obliczać według wzoru:

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad \text{dla } \alpha \leq 25^\circ \text{ oraz } \beta \leq 30^\circ, \quad (4.2.5.4)$$

gdzie:

- $h_F$  – ramię momentu zginającego dla naprężeń zginających w stopie zęba wywołanych obciążeniem przyłożonym w zewnętrznym punkcie pojedynczego zęba, [mm];
- $S_{Fn}$  – normalna cięciwa stopy zęba w przekroju krytycznym, [mm];
- $\alpha_{Fen}$  – kąt zarysu w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów o przekroju normalnym, [°].

**Uwaga:** Wielkości używane do wyznaczenia  $Y_F$ ,  $S_{Fn}$  oraz  $\alpha_{Fen}$  zobrazowane są na rys. 4.2.5.4.



Rys. 4.2.5.4. Wymiary  $h_F$ ,  $S_{Fn}$  oraz  $\alpha_{Fen}$  dla zazębnień zewnętrznych

W celu określenia  $h_F$ ,  $S_{Fn}$ ,  $\alpha_{Fen}$  należy zastosować wytyczne podane w normie ISO 6336-3:2019 (metoda B).



**4.2.5.5 Współczynnik korekcji naprężeń,  $Y_S$** 

Współczynnik korekcji naprężeń,  $Y_S$ , jest stosowany do zmiany nominalnych naprężeń zginających na miejscowe naprężenia w stopie zęba, przy założeniu, że w stopie występują nie tylko naprężenia zginające.

Współczynnik  $Y_S$  odnosi się do siły przyłożonej w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów i powinien być określany odrębnie dla zębniaka i koła.

Współczynnik  $Y_S$  należy określać według wzoru:

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \cdot L) \cdot q_S^{\left(\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}}\right)} \quad \text{dla } 1 \leq q_S \leq 8, \quad (4.2.5.5)$$

gdzie:

$q_S$  – parametr karbu określony według wzoru:

$$q_S = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$$

gdzie:

$\rho_F$  – promień zaokrąglenia stopy zęba dla przekroju krytycznego, [mm];

$L$  – współczynnik zginania zęba określony według wzoru:

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_F}$$

$h_F, S_{Fn}$  – patrz 4.2.5.4.

W celu określenia  $\rho_F$  należy zastosować wytyczne podane w normie ISO 6336-3:2019.

**4.2.5.6 Współczynnik pochylenia linii zębów,  $Y_\beta$** 

Współczynnik pochylenia linii zębów,  $Y_\beta$ , przekształca naprężenie obliczone dla punktu obciążonego belką wspornikową reprezentującą zastępcze zęby uzębienia na naprężenie wywołane obciążeniem działającym wzdłuż ukośnej linii obciążenia na płytę wspornikową, która reprezentuje zęby uzębienia śrubowego.

Współczynnik pochylenia linii zębów zależy od  $\varepsilon_\beta$  oraz  $\beta$  i należy go obliczać według wzoru:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (4.2.5.6)$$

gdzie:

$\beta$  – kąt pochylenia linii zęba na walcu podziałowym, w stopniach.

Przyjmuje się:

$\varepsilon_\beta = 1$ , jeżeli  $\varepsilon_\beta > 1$  oraz

$\beta = 30^\circ$ , jeżeli  $\beta > 30^\circ$ .

**4.2.5.7 Wskaźnik grubości wieńca,  $Y_B$** 

Wskaźnik grubości wieńca,  $Y_B$ , jest to wskaźnik uproszczony, stosowany do obniżania wartości znamionowych przekładni z cienkimi wieńcami. Dla zastosowań z obciążeniem krytycznym metoda ta powinna być zastąpiona bardziej wszechstronną analizą. Współczynnik  $Y_B$  należy określać w sposób następujący:

a) Dla zazębien zewnętrznych:

jeśli  $s_R/h \geq 1,2$

$Y_B = 1$

4.2.5.7-1

$$\text{jeśli } 0,5 < s_R/h < 1,2 \quad Y_B = 1,6 \cdot \ln \left( 2,242 \frac{h}{s_R} \right) \quad 4.2.5.7-2$$

gdzie:

$s_R$  – grubość wieńca zazębien zewnętrznych, [mm],

$h$  – wysokość zęba, [mm].

Należy unikać przypadku, gdy  $s_R/h \leq 0,5$ .

b) Dla zazębien wewnętrznych:

$$\text{jeśli } s_R/m_n \geq 3,5 \quad Y_B = 1 \quad 4.2.5.7-3$$

$$\text{jeśli } 1,75 < s_R/m_n < 3,5 \quad Y_B = 1,15 \cdot \ln \left( 8,324 \frac{m_n}{s_R} \right) \quad 4.2.5.7-4$$

gdzie:

$s_R$  – grubość wieńca zazębien wewnętrznych, mm.

Należy unikać przypadku gdy  $s_R / m_n \leq 1,75$ .

#### 4.2.5.8 Współczynnik głębokości zęba, $Y_{DT}$

Współczynnik głębokości zęba,  $Y_{DT}$ , dostosowuje naprężenie w stopie zęba, tak aby uwzględnić przekładnie wysoko precyzyjne oraz wskaźniki zazębienia w zakresie wskaźnika zazębienia zastępczego  $2,05 \leq \varepsilon_{\alpha n} \leq 2,5$ , gdzie:

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b} \quad 4.2.5.8$$

Współczynnik  $Y_{DT}$  należy obliczać w sposób następujący:

$$\text{Jeśli stopień dokładności ISO } \leq 4 \text{ oraz } \varepsilon_{\alpha n} > 2,5 \quad Y_{DT} = 0,7$$

$$\text{Jeśli stopień dokładności ISO } \leq 4 \text{ oraz } 2,05 < \varepsilon_{\alpha n} \leq 2,5 \quad Y_{DT} = 2,366 - 0,666 \varepsilon_{\alpha n}$$

$$\text{W pozostałych przypadkach} \quad Y_{DT} = 1,0$$

#### 4.2.5.9 Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, $\sigma_{FE}$

Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie,  $\sigma_{FE}$ , dla danego materiału jest wartością miejscowych naprężeń w stopie zęba, jaka może być przenoszona w nieograniczonym czasie.

Zgodnie z normą ISO 6336-5:2016 jako najniższą granicę wytrzymałości zmęczeniowej uznaje się wytrzymałość określoną dla liczby  $3 \times 10^6$  cykli obciążeń.

Wartość  $\sigma_{FE}$  jest określona jako jednokierunkowe naprężenie pulsacyjne o wartości minimalnej równej zero (pomijane są naprężenia resztkowe w wyniku obróbki cieplnej). Inne warunki, takie jak naprężenia przemienne lub przeciążenie itp. są uwzględnione przez współczynnik konstrukcji  $Y_d$ .

Wartość  $\sigma_{FE}$  odpowiada 1% lub mniejszemu prawdopodobieństwu uszkodzenia.

Wytrzymałość zmęczeniowa zależy głównie od:

- składu materiału, jego czystości i wad,
- własności mechanicznych,
- naprężeń resztkowych,
- procesu utwardzania, głębokości strefy utwardzonej, gradientu twardości,
- struktury materiału (odkuvka, materiał walcowany, odlew).

Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie,  $\sigma_{FE}$ , powinna być określona zgodnie z wynikami prób materiałów zastosowanych w konstrukcji. Jeżeli brak wyników z takich prób, to wartość  $\sigma_{FE}$  należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336-5:2016 – klasa jakości MQ.

#### 4.2.5.10 Współczynnik konstrukcji, $Y_d$

Współczynnik konstrukcji,  $Y_d$ , uwzględnia wpływ obciążenia przy biegu wstecz i przeciążenia od połączeń skurczowych na wytrzymałość stopy zęba, w stosunku do wytrzymałości stopy zęba obciążonej jednokierunkowo, jak określono dla  $\sigma_{FE}$ .

Współczynnik  $Y_d$  dla obciążeń przy biegu wstecz należy określać według tabeli 4.2.5.10:

**Tabela 4.2.5.10**

	$Y_d$
Ogólnie	1
Dla kół zębatych sporadycznie obciążanych niepełną mocą na biegu wstecz, takich jak koła główne w przekładniach nawrotnych	0,9
Dla kół zębatych biegu jałowego	0,7

#### 4.2.5.11 Współczynnik żywotności, $Y_N$

Współczynnik żywotności,  $Y_N$ , uwzględnia możliwość wyższych dopuszczalnych naprężeń zginających w przypadku, gdy wymagana jest ograniczona żywotność (liczba cykli obciążeń) przekładni.

Współczynnik ten zależy głównie od:

- materiału i obróbki cieplnej;
- liczby cykli naprężeń (w okresie użytkowania);
- współczynników  $Y_{\delta relT}$ ,  $Y_{RelT}$ ,  $Y_X$ .

Współczynnik żywotności należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336-3:2019 – metoda B.

#### 4.2.5.12 Współczynnik względnej czułości na działanie karbu, $Y_{\delta relT}$

Współczynnik względnej czułości na działanie karbu,  $Y_{\delta relT}$ , pokazuje zakres, do jakiego teoretyczne spiętrzenie naprężeń jest większe od wytrzymałości zmęczeniowej.

Współczynnik  $Y_{\delta relT}$  zależy głównie od materiału i względnego gradientu naprężeń.

Współczynnik ten należy obliczać w sposób następujący:

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{0,2\rho'(1 + 2q_s)}}{1 + \sqrt{1,2\rho'}}$$

gdzie:

$q_s$  – parametr karbu (patrz 4.2.5.5)

$\rho'$  – grubość warstwy antypoślizgowej, [mm], przyjmowana z tabeli poniżej:

Materiał	$\rho'$ [mm]	
Stale utwardzane powierzchniowo, płomieniowo lub indukcyjnie	0,0030	
Stale utwardzane na wskroś <sup>1)</sup> , granica plastyczności $R_e =$	500 N/mm <sup>2</sup>	0,0281
	600 N/mm <sup>2</sup>	0,0194
	800 N/mm <sup>2</sup>	0,0064
	1000 N/mm <sup>2</sup>	0,0014
Stale azotowane	0,1005	

<sup>1)</sup> dla wartości  $R_e$  niepodanych powyżej, dane wartości  $\rho'$  mogą być interpolowane

**4.2.5.13 Współczynnik względny powierzchni,  $Y_{RrelT}$** 

Współczynnik względny powierzchni,  $Y_{RrelT}$ , uwzględnia zależność wytrzymałości stopy zęba od stanu powierzchni łuku przejścia, głównie od amplitudy chropowatości. Współczynnik  $Y_{RrelT}$  należy określać według tabeli 4.2.5.13:

**Tabela 4.2.5.13**

	$R_z < 1$	$1 \leq R_z \leq 40$	Materiał
$Y_{RrelT}$	1,120	$1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$	stale utwardzane powierzchniowo, stale hartowane na wskroś ( $\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$ )
	1,070	$5,306 - 4,203 \cdot (R_z + 1)^{0,01}$	stale normalizowane ( $\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$ )
	1,025	$4,299 - 3,259 \cdot (R_z + 1)^{0,0058}$	stale azotowane

**Uwaga:**

1.  $R_z$  – średnia wysokość nierówności (chropowatości) powierzchni łuku przejścia w stopę zęba,  $\mu\text{m}$ .
2.  $\sigma_B$  – wytrzymałość na rozciąganie,  $\text{N/mm}^2$ .

Jeżeli podana chropowatość określona jest jako średnia arytmetyczna chropowatość, tzn. wartość  $R_a$  (= wartość  $CLA$ ) (= wartość  $AA$ ), to zachodzi związek:

$$R_a = R_z/6.$$

Metoda ta może być stosowana tylko w tym przypadku, gdy rysy i podobne wady powierzchniowe nie są większe niż  $2R_z$ .

**4.2.5.14 Współczynnik wielkości,  $Y_X$** 

Współczynnik wielkości,  $Y_X$ , uwzględnia obniżanie się wytrzymałości wraz ze wzrostem wymiarów zęba.

Współczynnik ten zależy głównie od:

- materiału i obróbki cieplnej;
- wymiarów zęba i kół zębatych;
- stosunku głębokości nawęglania do wymiarów zęba.

Współczynnik  $Y_X$  należy określać według tabeli 4.2.5.14.

**Tabela 4.2.5.14  
Współczynnik wielkości,  $Y_X$** 

$Y_X = 1,00$	dla $m_n \leq 5$	ogólnie
$Y_X = 1,03 - 0,06 m_n$	dla $5 < m_n < 30$	stale normalizowane i hartowane na wskroś
$Y_X = 0,85$	dla $m_n \geq 30$	
$Y_X = 1,05 - 0,010 m_n$	dla $5 < m_n < 25$	stale hartowane powierzchniowo
$Y_X = 0,80$	dla $m_n \geq 25$	

**4.2.5.15 Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopach zębów,  $S_F$** 

Wartość liczbowa współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopach zębów,  $S_F$ , uzależniona jest od przeznaczenia przekładni, oraz od tego, czy zastosowana jest ona w pojedynczym zespole, czy w dwu i większej liczbie zespołów.

Współczynnik  $S_F$  należy określać według tabeli 4.2.5.15.

**Tabela 4.2.5.15**  
**Współczynnik  $S_F$**

Rodzaj napędu	$S_F$	
	Dwa i więcej zespołów	Zespół pojedynczy
Główny	1,55	2
Pomocniczy	1,4	1,45

Dla przekładni niezależnych zdwojonych głównych układów napędowych oraz dla przekładni mechanizmów pomocniczych zainstalowanych na okręcie w ilości większej niż określona wymaganiami *Przepisów*, po uzgodnieniu z Organem Nadzoru wartość  $S_H$  może być obniżona.

#### 4.2.6 Wały

Wały niepoddawane znacznieszym zmiennym obciążeniom zginającym powinny odpowiadać, w zakresie mającym zastosowanie, wymaganiom podrozdziałów 15.2, 15.3, 15.4, 15.6 niniejszej *Części VII* (tam gdzie ma to zastosowanie).

W przypadku przekładni głównych przeznaczonych dla okrętów ze wzmocnieniami lodowymi należy dodatkowo uwzględnić wymagania *Publication 122/P-Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*.

#### 4.2.7 Wykonanie kół zębatach – uwagi ogólne

**4.2.7.1** Koła zębata o konstrukcji spawanej powinny być odprężone.

**4.2.7.2** Wieńce kół zębatach osadzone skurczowo powinny być projektowane na przeniesienie co najmniej dwukrotnego maksymalnego momentu dynamicznego.

Do obliczeń osadzenia skurczowego należy przyjmować współczynniki tarcia określone w tabeli 4.2.7.2.

**Tabela 4.2.7.2**  
**Współczynniki tarcia do obliczania osadzania skurczowego**

Metoda osadzenia	stal/stal	stal/żeliwo, również sferoidalne
Wieniec nagrzewany w oleju	0,13	0,10
Wieniec nagrzewany w piecu gazowym (niezabezpieczony przed penetracją oleju na powierzchnię styku koła z wieńcem)	0,15	0,12
Powierzchnie styku odtłuszczone i zabezpieczone przed penetracją oleju	0,18	0,14

Zamiast obliczeń osadzenia skurczowego może być zaakceptowane sprawdzenie osadzenia próbą pod obciążeniem (w pełnym zakresie); metoda prób i dobór obciążenia podlega uzgodnieniu z PRS.

#### 4.2.8 Łożyskowanie wałów przekładni zębatach

**4.2.8.1** Łożysko oporowe i jego zamocowanie do fundamentu powinno mieć sztywność skuteczną zapobiegającą szkodliwym odkształceniom i drganiom wzdłużnym wału.

**4.2.8.2** Łożyska toczne przekładni napędu głównego powinny być w zasadzie obliczone na trwałość, L10, wynoszącą:

- 40 000 godz. dla łożysk oporowych śruby napędowej;
- 30 000 godz. dla innych łożysk.

Krótsza żywotność łożysk może być rozważana, jeśli przewiduje się urządzenia monitorujące stan łożysk lub w instrukcji obsługi wymagane jest przeprowadzanie z odpowiednią częstotliwością przeglądu łożysk.

Dla napędu wstecz wymaganą żywotność łożysk określa się jako 5% podanych wyżej wartości.

#### 4.2.9 Kadłuby przekładni zębatach

**4.2.9.1** Kadłub przekładni i jego zamocowanie powinno być zaprojektowane tak, aby nie występowały żadne przemieszczenia i odkształcenia we wszelkich warunkach eksploatacji.

Należy wykonać otwory inspekcyjne w kadłubie w celu umożliwienia przeglądu zębów zębownika i kół zębatach.

**4.2.9.2** Kadłuby przekładni, zarówno konstrukcji spawanej, jak i odlewanej powinny być w zasadzie poddane wyżarzaniu odprężającemu.

#### 4.2.10 Smarowanie

**4.2.10.1** Układ smarowania powinien zapewniać odpowiednie doprowadzenie oleju do wszystkich łożysk, ząbów i innych części wymagających smarowania. Powinny być przy tym spełnione odpowiednie wymagania rozdziału 13 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**4.2.10.2** W przekładniach średnio obciążonych i średnioobrotowych z łożyskami tocznymi może być stosowane smarowanie rozbryzgowe.

**4.2.10.3** W ciśnieniowych układach smarowania należy przewidzieć skuteczne urządzenia filtrujące.

W układach smarowania pojedynczych przekładni głównych należy stosować filtry umożliwiające ich czyszczenie bez konieczności zatrzymywania napędu.

**4.2.10.4** Dla układu smarowania pod ciśnieniem należy przewidzieć urządzenie do pomiaru ciśnienia i temperatury na dolocie i odlocie oraz sygnalizację alarmową niskiego ciśnienia oleju.

Dla układu smarowania rozbryzgowego należy przewidzieć urządzenia do pomiaru poziomu oleju w karterze przekładni.

Dla przekładni o łącznej mocy na wyjściu większej niż 20 000 kW lub o mocy na pojedynczym wyjściu większej niż 12 000 kW należy przewidzieć sygnalizację alarmową wysokiej temperatury wszystkich łożysk nośnych i oporowych.

### 4.3 Sprzęgła rozłączne i elastyczne

#### 4.3.1 Wymagania ogólne

**4.3.1.1** Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą sprzęgieł rozłącznych oraz elastycznych.

**4.3.1.2** Dokumentacja sprzęgieł elastycznych (patrz 1.3.3.9) powinna zawierać następujące parametry charakterystyczne:

$T_{KN}$  – znamionowy moment obrotowy dla pracy ciągłej,

$T_{Kmax}$  – maksymalny moment obrotowy dla pracy przejściowej,

$T_{KW}$  – dopuszczalny zmienny moment obrotowy dla całego zakresu obciążeń momentem obrotowym od 0 do  $T_{KN}$ ,

$C_{T DYN}$  – sztywność dynamiczna dla całego obszaru zmienności momentów  $T_{KN}$  i  $T_{KW}$ ,

– dopuszczalna prędkość obrotowa,



- dopuszczalny moment przenoszony przez ogranicznik kąta skręcania (jeżeli jest przewidziany).

Ponadto – jako wielkości informacyjne – należy podać:

- współczynnik tłumienia dla całego obszaru zmienności momentów  $T_{KN}$  i  $T_{KW}$ ,
- dopuszczalną moc traconą w sprzęgle  $P_{KV}$ ,
- dopuszczalne przesunięcie osiowe, promieniowe i załamanie osi,
- dopuszczalny czas pracy elementów elastycznych do obowiązkowej wymiany.

**4.3.1.3** Sztywne elementy sprzęgieł przenoszące moment obrotowy (z wyjątkiem śrub) powinny być wykonane z materiału o wytrzymałości  $400 < R_m \leq 800$  MPa.

**4.3.1.4** Połączenia kołnierzone i śruby łączące powinny odpowiadać wymaganiom podrozdziału 15.5 z niniejszej Części VII, a połączenia bezwypustowe – wymaganiom podrozdziału 15.7 z niniejszej Części VII.

### 4.3.2 Sprzęgła elastyczne

**4.3.2.1** Sprzęgła dla linii wałów statków z jednym silnikiem głównym powinny być wyposażone w urządzenia umożliwiające utrzymanie prędkości statku zapewniającej jego sterowność przy uszkodzonych elementach elastycznych.

**4.3.2.2** Jeżeli wymaganie punktu 4.3.2.1 nie jest spełnione, to moment statyczny niszczący elementy elastyczne wykonane z gumy lub materiałów syntetycznych nie powinien być mniejszy od 8-krotnej wartości momentu znamionowego sprzęgła.

**4.3.2.3** Moment statyczny niszczący elementy elastyczne sprzęgieł w zespołach prądotwórczych nie powinien być mniejszy od momentu wynikającego z prądu zwarcia.

W przypadku braku danych moment niszczący nie powinien być mniejszy od 4,5-krotnej wartości momentu znamionowego sprzęgła.

**4.3.2.4** Sprzęgła elastyczne powinny być zdatne do długotrwałego ciągłego obciążenia momentem znamionowym przy temperaturach w zakresie od 5°C do 60°C.

### 4.3.3 Sprzęgła rozłączne

**4.3.3.1** Sprzęgła rozłączne silników głównych powinny być sterowane z miejsc sterowania silnikami, a ponadto mieć urządzenie do ich sterowania lokalnego. Urządzenia sterujące powinny zapewniać łagodne włączanie sprzęgła, tak aby chwilowe dynamiczne obciążenie nie przekraczało określonego przez wytwórcę maksymalnego momentu sprzęgła lub dwukrotnego momentu znamionowego silnika.

**4.3.3.2** Jeżeli jeden wał śrubowy napędzany jest przez dwa lub więcej silniki główne nawrotnie za pośrednictwem sprzęgieł rozłącznych – urządzenia sterujące tymi sprzęgłami powinny być tak zaprojektowane, aby niemożliwe było ich jednoczesne włączenie, jeżeli kierunki obrotów silników nie zapewniają tego samego kierunku ruchu statku.

### 4.3.4 Złącza awaryjne

Jeżeli napęd śruby napędowej odbywa się za pośrednictwem:

- przekładni hydraulicznej lub elektromagnetycznej,
- sprzęgła hydraulicznego lub elektromagnetycznego,

to w przypadku ich awarii powinno być możliwe utrzymanie prędkości niezbędnej do sterowania statkiem.

## 5 MECHANIZMY POMOCNICZE

### 5.1 Sprężarki powietrza z napędem mechanicznym

#### 5.1.1 Wymagania ogólne

**5.1.1.1** Sprężarki powinny być tak skonstruowane, aby temperatura powietrza na wylocie z chłodnicy powietrza nie przekraczała 90°C.

**5.1.1.2** Na każdym stopniu sprężarki lub bezpośrednio za nim należy zainstalować zawór bezpieczeństwa niedopuszczający do wzrostu ciśnienia w danym stopniu powyżej 1,1 ciśnienia znamionowego przy zamkniętym zaworze zaporowym na rurociągu tłoczącym.

Konstrukcja zaworu bezpieczeństwa powinna być taka, aby po zainstalowaniu go na sprężarce niemożliwe było jego regulowanie lub odcięcie.

**5.1.1.3** Skrzynie korbowe sprężarek o objętości przekraczającej 0,5 m<sup>3</sup> należy wyposażać w urządzenia bezpieczeństwa odpowiadające wymaganiom punktu 2.2.5.

**5.1.1.4** Na króćcu tłocznym lub bezpośrednio za sprężarką należy zainstalować bezpiecznik topikowy lub urządzenie sygnałowe. Temperatura stopienia lub zadziałania urządzenia sygnałowego nie powinna przekraczać 120°C.

**5.1.1.5** Korpusy chłodnic należy wyposażać w zabezpieczenia zapewniające swobodne ujście powietrza w przypadku rozerwania rurek.

#### 5.1.2 Wał korbowy

**5.1.2.1** Podany w 5.1.2.3 i 5.1.2.4 sposób obliczania kontrolnego ma zastosowanie do stalowych wałów korbowych okrętowych sprężarek powietrza i sprężarek czynnika chłodniczego o szeregowym i widlastym układzie cylindrów ze sprężaniem jedno- i wielostopniowym.

**5.1.2.2** Wały korbowe należy wykonywać ze stali o wytrzymałości na rozciąganie,  $R_m$ , od 410 do 780 MPa.

Stosowanie stali o wytrzymałości na rozciąganie większej niż 780 MPa podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Wały korbowe mogą być wykonane z żeliwa sferoidalnego o wytrzymałości na rozciąganie  $500 \leq R_m \leq 700$  MPa zgodnie z wymaganiami rozdziału 15 z *Części IX – Materiały i spawanie*. Wały korbowe o wymiarach innych niż określone wzorami podanymi niżej mogą być stosowane – po uzgodnieniu z PRS – pod warunkiem przedstawienia pełnych obliczeń wytrzymałościowych.

**5.1.2.3** Średnica czopów wału korbowego sprężarki,  $d_k$ , nie powinna być mniejsza od obliczonej wg wzoru:

$$d_k = 0,25K \sqrt[3]{D^2 p \sqrt{0,3L^2 f + (S\varphi)^2}} \quad [\text{mm}] \quad (5.1.2.3-1)$$

$D$  – obliczeniowa średnica cylindra, [mm], przy czym w przypadkach:

– jednostopniowego sprężania:

$$D = D_c \quad (D_c \text{ – średnica cylindra}),$$

– dwu- i wielostopniowego sprężania w poszczególnych cylindrach:

$$D = D_w \quad (D_w \text{ – średnica cylindra wysokiego ciśnienia}),$$

– dwustopniowego sprężania jednym tłokiem stopniowanym:

$$D = 1,4 D_w,$$

– dwustopniowego sprężania jednym tłokiem różnicowym:

$$D = \sqrt{D_n^2 - D_w^2} \quad (D_n - \text{średnica cylindra niskiego ciśnienia}),$$

$p$  – dla sprężarek powietrza – ciśnienie sprężania w cylindrze wysokiego ciśnienia, [MPa], dla sprężarek czynnika chłodniczego wartość  $p$  należy przyjmować jako równą ciśnieniu obliczeniowemu po stronie wysokiego ciśnienia, patrz punkty 17.2.2 i 17.2.3 z niniejszej Części VII,

$L$  – obliczeniowa odległość między łożyskami głównymi, [mm], przy czym w przypadkach:

– jednego wykorbienia między dwoma łożyskami głównymi  $L = L'$

( $L'$  – rzeczywista odległość między środkami łożysk głównych),

– dwóch wykorbień przestawionych o  $180^\circ$  między dwoma łożyskami głównymi  $L = 1,1 L'$ ,

$S$  – skok tłoka, [mm],

$K, f, \varphi$  – współczynniki z tabel 5.1.2.3-1, 5.1.2.3-2 i 5.1.2.3-3.

**Tabela 5.1.2.3-1**  
**Wartość współczynnika  $K$**

Wytrzymałość na rozciąganie, [MPa]	390	490	590	690	780	880
$K$	1,43	1,35	1,28	1,23	1,2	1,18

**Tabela 5.1.2.3-2**  
**Wartość współczynnika  $f$**

Kąt między osiami cylindrów	$0^\circ$ (szeregowy)	$45^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$
$f$	1,0	2,9	1,96	1,21

**Tabela 5.1.2.3-3**  
**Wartość współczynnika  $\varphi$**

Liczba cylindrów	1	2	4	6	8
$\varphi$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Jeżeli czopy wału korbowego mają współosiowe wiercenia o średnicy większej niż  $0,4d_k$ , to ich średnica powinna być określona wg wzoru:

$$d_{k0} \geq d_k^3 \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_a}\right)^4}} \quad [\text{mm}] \quad (5.1.2.3-2)$$

$d_k$  – patrz wzór 5.1.2.3-1,

$d_0$  – średnica otworu współosiowego, [mm],

$d_a$  – rzeczywista średnica wału [mm].

Krawędzie otworów olejowych w czopie należy zaokrąglić promieniem nie mniejszym niż 0,25 średnicy otworu i dokładnie wygładzić.

**5.1.2.4** Grubość korby wału,  $h_k$ , nie powinna być mniejsza od obliczonej wg wzoru:

$$h_k = 0,0105 K_1 D \sqrt{\frac{(\psi_1 \psi_2 + 0,4) P C_1 f_1}{b}} \quad [\text{mm}] \quad (5.1.2.4-1)$$

$K_1$  – współczynnik uwzględniający wpływ materiału wału określany wg wzoru:

$$K_1 = a^3 \sqrt{\frac{R_m}{2R_m - 430}} \quad (5.1.2.4-2)$$

- $a = 0,9$  dla wałów z azotowaniem całej powierzchni lub poddanych innemu rodzajowi obróbki cieplnej uzgodnionemu z PRS,
- $a = 0,95$  dla wałów kutyh w matrycach z zachowaniem ciągłości włókien,
- $a = 1$  dla wałów nieulepszanych cieplnie,
- $\psi_1$  i  $\psi_2$  – współczynniki określone z tabel 5.1.2.4-1 i 5.1.2.4-2,
- $P$  – ciśnienie sprężania, które należy przyjmować zgodnie z odpowiednimi postanowieniami punktu 5.1.2.3,
- $C_1$  – odległość od środka łożyska głównego do środkowej płaszczyzny ramienia wykorbienia, [mm]; w przypadku przestawionych wykorbień umieszczonych między dwoma łożyskami głównymi należy przyjmować odległość od środkowej płaszczyzny ramienia wykorbienia bardziej oddalonego od rozpatrywanego punktu podparcia,
- $b$  – szerokość ramienia wykorbienia, [mm],
- $f_1$  – współczynnik z tabeli 5.1.2.4-3,
- $R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie, [MPa].

**Tabela 5.1.2.4-1**  
Wartości współczynnika  $\psi_1$

$\frac{r}{h_k} \backslash \frac{\varepsilon}{h_k}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
0,07	4,5	4,5	4,28	4,1	3,7	3,3	2,75
0,10	3,5	3,5	3,34	3,18	2,85	2,57	2,18
0,15	2,9	2,9	2,82	2,65	2,4	2,07	1,83
0,20	2,5	2,5	2,41	2,32	2,06	1,79	1,61
0,25	2,3	2,3	2,2	2,1	1,9	1,7	1,4

**Objaśnienie:**

$r$  – promień przejścia ramienia korbowego w czop, [mm],

$\varepsilon$  – wielkość przekrycia, [mm].

Dla wałów korbowych bez przekrycia czopów współczynnik  $\psi_1$  należy przyjmować jak dla  $\varepsilon/h_k = 0$ .

**Tabela 5.1.2.4-2**  
Wartości współczynnika  $\psi_2$

$b/d_k$	1,2	1,4	1,5	1,8	2,0	2,2
$\psi_2$	0,92	0,95	1,0	1,08	1,15	1,27

$d_k$  – patrz wzór 5.1.2.3-1.

Pośrednie wartości współczynników podanych w tabelach 5.1.2.4-1 i 5.1.2.4-2 należy określać przez interpolację liniową.

**Tabela 5.1.2.4-3**  
Wartości współczynnika  $f_1$

Kąt między osiami cylindrów	0° (szeregowy)	45°	60°	90°
$f_1$	1,0	1,7	1,4	1,1

**5.1.2.5** Promień przejścia między czopem i ramieniem wykorbienia nie powinien być mniejszy niż 0,05 średnicy czopa.

Promień przejścia między czopem i kołnierzem sprzęgła nie powinien być mniejszy niż 0,08 średnicy czopa.

Powierzchniowe utwardzanie cieplne czopów wałów korbowych nie powinno obejmować przejścia czopa w ramię, z wyjątkiem przypadków, gdy wał w całości został poddany utwardzeniu.

## 5.2 Pompy

### 5.2.1 Wymagania ogólne

**5.2.1.1** Jeżeli nie jest przewidziane smarowanie łożysk pompowaną cieczą, to należy przewidzieć środki zapobiegające przedostawaniu się tej cieczy do łożysk.

**5.2.1.2** Uszczelnienia pomp umieszczone na stronie ssania zaleca się wyposażyć w zamknięcia hydrauliczne.

**5.2.1.3** Jeżeli konstrukcja pompy pozwala na wytworzenie ciśnienia wyższego od ciśnienia znamionowego, to należy przewidzieć zawór bezpieczeństwa na kadłubie pompy lub na rurociągu przed pierwszym zaworem zaporowym.

**5.2.1.4** W pompach przeznaczonych do pompowania cieczy palnych zawór bezpieczeństwa powinien przepuszczać ciecz do ssawnej przestrzeni pompy.

**5.2.1.5** Należy przewidzieć środki zapobiegające występowaniu uderzeń hydraulicznych. Nie zaleca się stosowania do tego celu zaworów przepustowych.

#### 5.2.1.6 Sprawdzanie wytrzymałości

Obroty krytyczne wirnika pompy powinny wynosić co najmniej 1,3 znamionowej liczby obrotów.

#### 5.2.1.7 Pompy samozasysające

Pompy samozasysające powinny być przystosowane do pracy w warunkach „suchego zasysania” i zaleca się, by miały urządzenia uniemożliwiające uszkodzenie stopnia samozasysającego przy pompowaniu zanieczyszczonej wody.

### 5.2.2 Wymagania dodatkowe dla pomp do pompowania cieczy palnych

**5.2.2.1** Uszczelnienia pomp powinny być takiej konstrukcji i wykonane z takich materiałów, aby pojawiające się przecieki nie mogły spowodować niebezpieczeństwa wytwarzania się mieszanki wybuchowej par i powietrza.

**5.2.2.2** Konstrukcja uszczelnień ruchowych powinna wykluczać możliwość nadmiernego nagrzewania się i samozapłonu uszczelnień pod wpływem energii tarcia części ruchomych.

**5.2.2.3** Konstrukcja pomp, w których zastosowano materiały o małej przewodności elektrycznej (tworzywa sztuczne, guma itp.) powinna uniemożliwiać gromadzenie się ładunków elektrostatycznych, albo należy zastosować odpowiednie środki neutralizujące ładunki elektrostatyczne.

## 5.3 Wentylatory, dmuchawy i turbosprężarki

### 5.3.1 Wymagania ogólne

**5.3.1.1** Wymagania niniejszego podrozdziału mają zastosowanie do wentylatorów przeznaczonych do instalacji objętych wymaganiami *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych* oraz do turbosprężarek silników spalinowych i kotłowych dmuchaw powietrza. Szczegółowe wymagania dotyczące ich projektowania, prób i certyfikacji podano w *Publikacji 5/P – Wymagania dla turbosprężarek*.

**5.3.1.2** Wirniki wentylatorów i dmuchaw wraz ze sprzęgłami, a także zmontowane wirniki turbosprężarek należy wyważyć dynamicznie zgodnie z 4.1.2.

**5.3.1.3** Króćce ssące należy zabezpieczyć przed przedostawaniem się do nich ciał obcych.

**5.3.1.4** Urządzenia smarujące łożyska turbosprężarek powinny uniemożliwiać przedostawanie się oleju do powietrza doładowującego.

#### **5.3.1.5 Sprawdzenie wytrzymałości**

Części wirnika roboczego powinny być tak dobrane, aby przy prędkości obrotowej wynoszącej 1,3 prędkości znamionowej naprężenia zredukowane występujące w dowolnym przekroju nie były większe niż 0,95 granicy plastyczności materiału tych części.

W przypadku turbosprężarek mogą być dopuszczone po uzgodnieniu z PRS inne współczynniki bezpieczeństwa, jeżeli zastosowano metody obliczeń określające maksymalne naprężenia lokalne lub metody elastoplastyczne.

### **5.3.2 Wymagania dodatkowe dla wentylatorów pompowni**

**5.3.2.1** Szczelina powietrza pomiędzy korpusem wentylatora i wirnikiem nie powinna być mniejsza niż 0,1 średnicy czopa łożyskowego wału wirnika oraz nie mniejsza niż 2 mm, lecz nie wymaga się, aby szczelina ta była większa niż 13 mm.

**5.3.2.2** Końce przewodów wentylacyjnych powinny być zabezpieczone przed przedostawaniem się ciał obcych do korpusów wentylatorów osłonami z siatki o oczkach kwadratowych o długości boków nie większej niż 13 mm.

**5.3.2.3** Do wentylacji pompowni należy stosować wentylatory nieiskrzące. Wentylator uważa się za nieiskrzący, jeżeli ani w warunkach normalnych, ani w warunkach nienormalnych nie występuje prawdopodobieństwo powstania iskry. Korpus wentylatora i części wirujące powinny być wykonane z materiałów niewywołujących gromadzenia się ładunków elektrostatycznych, a instalowane wentylatory powinny być właściwie uziemione do kadłuba statku, zgodnie z wymaganiami *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**5.3.2.4** Z wyjątkiem przypadków określonych w 5.3.2.5 wirniki i obudowy wentylatorów w obrębie wirnika powinny być wykonane z materiałów nieiskrzących, których nieiskrzzenie zostało potwierdzone odpowiednimi próbami.

**5.3.2.5** Próby, o których mowa w 5.3.2.4, mogą być zaniechane dla wentylatorów wykonanych z następujących kombinacji materiałów:

- .1** wirnik i/lub obudowa z materiałów niemetalicznych, niepowodujących gromadzenia się ładunków elektrostatycznych;
- .2** wirnik i obudowa ze stopów metali nieżelaznych;
- .3** wirnik ze stopów aluminium lub magnezu i obudowa stalowa (również z nierdzewnej stali austenitycznej), wewnątrz której znajduje się, w obrębie wirnika, odpowiedniej grubości pierścień z materiału nieżelaznego;
- .4** dowolna kombinacja wirnika i obudowy ze stali (również z nierdzewnej stali austenitycznej) pod warunkiem, że luz promieniowy (tj. luz między wirnikiem a obudową) nie będzie mniejszy niż 13 mm.

**5.3.2.6** Wirniki i obudowy wentylatorów wykonane z poniższych materiałów uważa się za iskrzące i stosowanie ich nie jest dozwolone:



- .1 wirnik ze stopów aluminium lub magnezu i obudowa stalowa, niezależnie od luzu promieniowego;
- .2 obudowa ze stopów aluminium lub magnezu i wirnik stalowy, niezależnie od luzu promieniowego;
- .3 dowolna kombinacja wirnika i obudowy ze stali z projektowym luzem promieniowym mniejszym niż 13 mm.

## 5.4 Wirówki paliwa i oleju

### 5.4.1 Wymagania ogólne

**5.4.1.1** Bębny wirówek powinny być wyważone dynamicznie. Położenie części zdejmowalnych powinno być wzajemnie ustalone, a konstrukcja powinna uniemożliwiać nieprawidłowy ich montaż.

**5.4.1.2** Układ kadłuba i bębna powinien być tak zaprojektowany, aby obroty rezonansowe przewyższały obroty znamionowe bębna – zarówno pustego, jak i wypełnionego cieczą.

Istnienie obrotów rezonansowych poniżej obrotów znamionowych może być zaakceptowane pod warunkiem uzasadnienia takiego stanu długotrwałą bezawaryjną eksploatacją wirówki.

**5.4.1.3** Konstrukcja sprzęgieł powinna uniemożliwiać zaiskrzenie, nagrzewanie się we wszystkich stanach pracy, a także umożliwiać odprowadzanie ciepła z powierzchni roboczych.

### 5.4.2 Sprawdzanie wytrzymałości i wyposażenie wirówek

**5.4.2.1** Wytrzymałość wirujących części wirówek powinna być sprawdzona obliczeniowo dla prędkości obrotowej przewyższającej nominalną o co najmniej 30%. Występujące w tych warunkach naprężenia zredukowane nie powinny być większe od 0,95 granicy plastyczności tych części.

**5.4.2.2** Zmontowany prototyp wirówki powinien być poddany przez wytwórcę próbie odwirowania przy obrotach przewyższających o 30% obroty znamionowe.

**5.4.2.3** Należy przewidzieć urządzenia do kontroli procesu wirowania oraz prędkości obrotowej bębna.

## 6 MECHANIZMY POKŁADOWE

### 6.1 Wymagania ogólne

**6.1.1** Mechanizmy pokładowe powinny być przystosowane do pracy w warunkach określonych w podrozdziale 1.16 z Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych.

**6.1.2** Nakładki hamulcowe i elementy je mocujące powinny być odporne na działanie wody morskiej i przetworów ropy naftowej, a także odporne na działanie temperatury do 250°C.

Odporność termiczna połączenia nakładki hamulcowej z konstrukcją hamulca powinna być wyższa od temperatury, jaka może wystąpić w połączeniu przy wszystkich możliwych rodzajach pracy mechanizmu.

**6.1.3** Mechanizmy mające zarówno napęd mechaniczny, jak i ręczny należy wyposażać w urządzenia blokujące, wykluczające możliwość jednoczesnego włączenia tych napędów.

**6.1.4** Zaleca się takie wykonanie organów sterowania mechanizmami pokładowymi, aby podnoszenie odbywało się za pomocą obrotu pokrętła w prawo lub ruchu dźwigni do siebie, a opuszczanie za pomocą obrotu pokrętła w lewo lub ruchu dźwigni od siebie. Hamowanie powinno się odbywać przez obrót pokrętła w prawo, a luzowanie – przez obrót w lewo.

**6.1.5** Przyrządy kontrolno-pomiarowe powinny być tak usytuowane, aby zapewniona była możliwość ich obserwacji ze stanowiska sterowania.

**6.1.6** Mechanizmy z hydraulicznym napędem lub sterowaniem powinny dodatkowo spełniać wymagania rozdziału 7.

**6.1.7** Bębny wciągarek, na których liny są układane i poddawane obciążeniu w kilku warstwach, powinny mieć kołnierze wystające poza górną warstwę liny na nie mniej niż 2,5 jej średnicy.

### 6.2 Maszyny sterowe i ich instalowanie na statku

#### 6.2.1 Wymagania ogólne

**6.2.1.1** Główna maszyna sterowa\*) powinna zapewniać wychylenie steru o 35° na każdą burtę i przełożenie steru z wychylenia 35° z jednej burty do 30° na drugą burtę w czasie nieprzekraczającym 28 sekund przy działaniu na trzon sterowy znamionowym momentem obrotowym maszyny.

Konstrukcja maszyny powinna zapewniać przejęcie obciążenia przy ruchu statku „całą wstecz”, jednakże nie wymaga się potwierdzenia tego próbami w morzu.

**6.2.1.2** Rezerwowa maszyna sterowa\*\*) powinna zapewniać wychylenie steru o 15° na każdą burtę i przełożenie steru w tym zakresie w czasie nieprzekraczającym 60 sekund przy działaniu na ster znamionowym momentem obrotowym tej maszyny.

Konstrukcja rezerwowej maszyny sterowej powinna zapewniać przejęcie funkcji sterowania w przypadku awarii maszyny głównej w czasie nieprzekraczającym 2 minut.

**6.2.1.3** Główna i rezerwowa maszyna sterowa powinny być tak skonstruowane, aby awaria jednej z nich nie powodowała unieruchomienia drugiej.

\*) Określenie: główna maszyna sterowa – patrz podrozdział 1.2 z Części III – Wyposażenie kadłubowe.

\*\*) Określenia: rezerwowa maszyna sterowa i zespół energetyczny – patrz 1.2 z Części III – Wyposażenie kadłubowe.

W maszynach sterowych z pojedynczym siłownikiem zawory odcinające rurociągi hydrauliczne powinny być zainstalowane bezpośrednio na siłowniku.

**6.2.1.4** Momentem znamionowym  $M_{ZN}$  maszyny sterowej jest moment skręcający, oddawany na trzonie sterowym przy kącie wychylenia steru:

35° – dla głównych maszyn sterowych,

15° – dla rezerwowych maszyn sterowych,

przy znamionowych parametrach zespołów energetycznych.

**6.2.1.5** Blokada hydrauliczna oznacza wszystkie sytuacje, w których dwa systemy hydrauliczne (zwykle identyczne) przeciwstawiają się sobie nawzajem w taki sposób, że może to doprowadzić do utraty sterowania. Może to być spowodowane wzajemnie przeciwnym ciśnieniem w tych dwu systemach lub "obejściem" ciśnieniowym oznaczającym, że systemy przebijają się nawzajem, co powoduje spadek ciśnienia po obu stronach lub niemożliwość jego zwiększenia.

**6.2.1.6** W przypadku gdy główna maszyna sterowa posiada co najmniej dwa identyczne zespoły energetyczne, awaryjna maszyna sterowa nie musi być instalowana, pod warunkiem że:

- .1 na statku pasażerskim główna maszyna sterowa jest zdolna obsługiwać ster zgodnie z wymaganiami paragrafu 6.2.1.1, gdy którykolwiek z zespołów energetycznych nie działa;
- .2 na statku towarowym główna maszyna sterowa jest zdolna obsługiwać ster zgodnie z wymaganiami paragrafu 6.2.1.1, gdy działają wszystkie zespoły energetyczne; oraz

główna maszyna sterowa jest tak skonstruowana, że po pojedynczej awarii w jej instalacji rurociągów lub w jednym z zespołów energetycznych uszkodzenie może być wyizolowane tak, aby sterowność statku była zachowana lub aby mogła być szybko odzyskana.

**6.2.1.7** Hydrauliczna maszyna sterowa z napędem mechanicznym powinna być wyposażona w:

- .1 urządzenie do utrzymywania czystości oleju hydraulicznego odpowiednie dla typu i konstrukcji układu hydraulicznego;
- .2 alarm niskiego poziomu cieczy w każdym obiegowym zbiorniku oleju; świetlny i dźwiękowy sygnał alarmowy powinien być odbierany na mostku nawigacyjnym i w maszynowni.

Należy również przewidzieć zbiornik zapasowy oleju o pojemności wystarczającej do napełnienia co najmniej jednego zespołu energetycznego wraz ze zbiornikiem obiegowym. Zbiornik zapasowy powinien być wyposażony w miernik poziomu i połączony na stałe rurociągiem w taki sposób, aby układy hydrauliczne mogły być łatwo napełniane ze stanowiska w pomieszczeniu maszyny sterowej.

**6.2.1.8** Każda część siłowej instalacji hydraulicznej, która może być odizolowana od układu i poddana obciążeniu ze źródła napędu lub siłami zewnętrznymi (wywołanymi naporem na płetwę steru) powinna być wyposażona w zawory przelewowe z nastawą nieprzekraczającą ciśnienia obliczeniowego, lecz nie mniejszą od 1,25 ciśnienia znamionowego instalacji. Zdolność przepustowa zaworu(ów) powinna być nie mniejsza niż 1,1 całkowitej wydajności połączonych z nim pomp. W żadnym przypadku wzrost ciśnienia nie powinien przekraczać 1,1 wartości nastawy zaworu, przy czym należy uwzględnić zmianę lepkości oleju w ekstremalnych warunkach otoczenia. Zawory przelewowe powinny być przystosowane do plombowania.

PRS zaleca przeprowadzenie następujących prób zaworów przelewowych:

- prób wydajności,
- prób odporności na uderzenie hydrauliczne.

**6.2.1.9** Uszczelnienia olejowe oddzielające przestrzenie pod ciśnieniem powinny być:

- pomiędzy częściami nieruchomymi względem siebie wykonane ze stykiem metalicznym lub równoważne,

- pomiędzy częściami ruchomymi względem siebie wykonane jako zdwojone, tak aby uszkodzenie jednego z nich nie powodowało nagłego spadku ciśnienia w instalacji; PRS może zaakceptować rozwiązania alternatywne dające równoważne zabezpieczenie przed przeciekami.

#### 6.2.1.10 Wskaźniki położenia steru

Na elementach maszyny sterowej sztywno połączonych z trzonem sterowym (sterownica, kwadrant itp.) należy umieścić skalę do określenia rzeczywistego położenia steru w stosunku do osi symetrii statku z dokładnością odczytu do 1°.

#### 6.2.1.11 Wyłączniki krańcowe

Każda maszyna sterowa powinna mieć urządzenia przerywające jej działanie przed dojściem steru do ograniczników wychylenia, związanych sztywno z kadłubem statku, przy zachowaniu zdolności maszyny do natychmiastowego wychylenia steru w przeciwnym kierunku.

6.2.1.12 Urządzenia sterowe należy wyposażyć w hamulec lub inny środek zapewniający unieruchomienie steru w dowolnym położeniu, przy działaniu od strony steru znamionowym momentem skręcającym, bez uwzględnienia tarcia w łożyskach trzonu sterowego.

W przypadku hydraulicznych maszyn sterowych, które mogą być unieruchomione poprzez zamknięcie zaworów na przewodach olejowych, można nie przewidywać specjalnego urządzenia hamulcowego.

6.2.1.13 Wymagania dotyczące napędów elektrycznych i sygnalizacji zawarte są w podrozdziale 5.5 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania, a wymagania dotyczące doboru maszyn sterowych dla określonego typu statku w podrozdziale 2.6 z Części III – Wyposażenie kadłubowe.

#### Uwaga:

Mogą mieć zastosowanie dodatkowe wymagania konwencyjne w zakresie mechanicznej, hydraulicznej i elektrycznej niezależności systemów sterowania maszyny sterowej, zgodnie z Konwencją SOLAS oraz interpretacjami podanymi w IACS UI SC94 oraz Corr. 1.

6.2.1.14 Na mostku i w pomieszczeniu maszyny sterowej powinny być umieszczone na stałe, w widocznych miejscach, instrukcje postępowania zawierające schemat blokowy i procedury przełączania układów sterowania, zespołów energetycznych i siłowników hydraulicznych maszyn sterowych.

Tam, gdzie ma to zastosowanie podana niżej znormalizowana tabliczka ostrzegawcza powinna być zamontowana na stanowisku sterowania na mostku nawigacyjnym lub jej treść powinna być włączona do instrukcji postępowania znajdujących się na statku.

#### UWAGA:

***Gdy oba zespoły energetyczne maszyny sterowej pracują jednocześnie, w pewnych warunkach ster może nie reagować na zadane polecenie. Należy wówczas wyłączyć kolejno pompy, aż kontrola nad sterem zostanie przywrócona.***

Jeżeli na statku tabliczki ostrzegawcze opisane są w języku angielskim, tekst powinien brzmieć:

#### CAUTION:

***In some circumstances when 2 power units are running simultaneously the rudder may not respond to helm. If this happens stop each pump in turn until control is regained.***

Powyższa tabliczka odnosi się do maszyn sterowych, posiadających dwa identyczne zespoły energetyczne przystosowane do jednoczesnej pracy i z reguły wyposażonych we własny układ sterowania lub w dwa oddzielne układy sterowania, mogące pracować jednocześnie.

**6.2.1.15** System sterowania maszyny sterowej uznaje się także za “wyposażenie wymagane do sterowania systemem energetycznym urządzenia sterowego”.

## **6.2.2 Materiały i wykonanie instalacji hydraulicznych**

**6.2.2.1** Korpusy ciśnieniowe siłowników, zawory hydrauliki siłowej, kołnierze i armatura rurociągów oraz wszystkie części przenoszące siły na trzon sterowy (sektor sterowy, sterownica itp.) powinny być wykonane ze stali lub innych materiałów ciągliwych z odbiorem PRS. Takie materiały powinny w zasadzie mieć wydłużenie,  $A_5$ , nie mniejsze niż 12% i wytrzymałość na rozciąganie nie większą niż 650 MPa. Po specjalnym uzgodnieniu z PRS, na części mało obciążone i dublowane może być stosowane żeliwo szare.

**6.2.2.2** Rurociągi hydrauliczne powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom dla klasy I rurociągów i złączy elastycznych, zawartym w podrozdziale 1.6.2 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**6.2.2.3** Rurociągi hydrauliczne powinny być tak wykonane, aby załączanie i odłączanie poszczególnych siłowników i zespołów mogło być realizowane w łatwy sposób, a ponadto spełniać wymagania rozdziału 7.

Należy również zapewnić możliwość usunięcia powietrza z rurociągów, jeżeli okaże się to konieczne.

**6.2.2.4** Pompy hydraulicznych maszyn sterowych powinny mieć urządzenia zapobiegające obracaniu się wyłączonej pompy w odwrotnym kierunku lub samoczynnie działające urządzenia zamykające przepływ cieczy przez wyłączoną pompę.

**6.2.2.5** Jeżeli przewiduje się równoczesną pracę więcej niż jednej maszyny sterowej lub zespołu energetycznego, to należy rozważyć ryzyko powstania blokady hydraulicznej w przypadku awarii w układzie siłowym lub sterowania.

W przypadku, gdy takie ryzyko nie może być wyeliminowane, to na mostku nawigacyjnym należy przewidzieć świetlny i dźwiękowy alarm o utracie zdolności sterowania identyfikujący uszkodzony układ.

Na mostku nawigacyjnym należy również umieścić odpowiednie instrukcje wyłączania uszkodzonego układu.

Alarm ten powinien uruchamiać się w przypadku, gdy np.:

- nastawa pompy o zmiennej wydajności różni się od zadanej układem sterowania,
- wystąpi błędna pozycja elektrohydraulicznego zaworu rozdzielającego lub podobnego urządzenia dla pomp o stałej wydajności.

## **6.2.3 Konstrukcja i obliczenia wytrzymałościowe**

**6.2.3.1** Konstrukcja urządzeń sterowych powinna być taka, aby zminimalizowane były miejscowe spiętrzenia naprężeń.

Elementy o konstrukcji spawanej i technologia spawania podlegają zatwierdzeniu przez PRS. Wszystkie spoiny w obrębie siłowników lub łączonych części znajdujących się w strumieniu linii sił powinny w zasadzie być z pełnym przetopem.

**6.2.3.2** Wytrzymałość części głównych i rezerwowych maszyn sterowych znajdujących się w strumieniu linii sił powinna być sprawdzona obliczeniowo dla obciążeń odpowiadających obliczonemu momentowi skręcającemu  $M_s$  (patrz podrozdział 2.2.3 z Części III – Wyposażenie kadłubowe), a dla rurociągów i innych części poddanych ciśnieniu wewnętrznemu – dla obciążeń odpowiadających ciśnieniu obliczeniowemu.

Ciśnienie obliczeniowe powinno być co najmniej równe większej z poniższych wartości:

- 1,25 ciśnienia znamionowego (tj. odpowiadającego momentowi  $M_{ZN}$ ) lub
- założonej nastawie zaworu bezpieczeństwa.

**6.2.3.3** Korpusy siłowników maszyn sterowych i akumulatory hydrauliczne powinny spełniać wymagania dla zbiorników ciśnieniowych klasy I określone w rozdziale 8.

**6.2.3.4** Naprężenia w rozpatrywanej części nie powinny przekraczać mniejszej z określonych poniżej wartości:

$$R_m/A \text{ lub } R_e/B$$

gdzie:

$R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie w temperaturze otoczenia, [MPa],

$R_e$  – wyraźna granica plastyczności lub umowna granica plastyczności ( $R_{0,2}$ ), [MPa].

Wartości współczynników bezpieczeństwa  $A$  i  $B$  określa tabela 6.2.3.4.

**Tabela 6.2.3.4**  
**Wartości współczynników bezpieczeństwa  $A$  i  $B$**

Współczynnik	stal	staliwo	żeliwo sferoidalne
$A$	3,5	4	5
$B$	1,7	2	3

PRS może zażądać przeprowadzenia obliczeń zmęczeniowych uwzględniających zmęczenie materiałów spowodowane pulsacją ciśnienia w układzie hydraulicznym.

**6.2.3.5** Części maszyny sterowej znajdujące się w strumieniu linii sił, niezabezpieczone przed przeciążeniem przy pomocy ograniczników związanych z kadłubem (patrz punkt 2.6.2.2 z Części III – Wyposażenie kadłubowe), powinny mieć wytrzymałość nie mniejszą niż wytrzymałość trzonu sterowego.

## 6.2.4 Połączenie z trzonem sterowym

**6.2.4.1** Połączenie maszyny sterowej z częściami trwale zamocowanymi na trzonie sterowym powinno być takie, aby nie mogło nastąpić uszkodzenie maszyny sterowej przy poosiowym przesunięciu trzonu sterowego.

**6.2.4.2** Połączenie piasty sterownicy, kwadrantu lub jarzma z trzonem sterowym powinno być obliczone na przeniesienie momentu równego co najmniej  $2M_s$  (patrz podrozdział 2.2.3 z Części III – Wyposażenie kadłubowe). Dla piast nierozłącznych, osadzonych na trzonie skurczowo, należy przyjmować współczynnik tarcia nie większy niż 0,13. Piasty rozłączne powinny być zamocowane co najmniej dwiema śrubami z każdej strony i mieć:

- dwa wpusty obliczone dla przeniesienia momentu nie mniejszego niż  $2M_s$ , jeżeli nie uwzględnia się tarcia,
- jeden wpust, jeżeli naciąg śrub jest obliczony na przeniesienie przez tarcie momentu nie mniejszego niż  $2M_s$ .



## 6.2.5 Maszyny sterowe z ręcznym napędem

**6.2.5.1** Główna maszyna sterowa powinna być samohamowna. Rezerwowa maszyna sterowa powinna również być samohamowna lub może być wyposażona w urządzenie blokujące w zadanym położeniu, lecz pod warunkiem, że będzie zapewniona możliwość zmiany tego położenia.

**6.2.5.2** Główna maszyna sterowa z napędem ręcznym powinna odpowiadać wymaganiom punktu 6.2.1.1, przy działaniu jednego człowieka siłą przyłożoną do rękocyści koła sterowego nieprzekraczającą 120 N i liczbie obrotów nie większej niż  $9/R$  dla pełnego przełożenia steru ( $R$  – promień rękocyści koła sterowego, mierzony od osi obrotu koła do środka długości rękocyści, [m]).

**6.2.5.3** Rezerwowa maszyna sterowa z napędem ręcznym powinna odpowiadać wymaganiom punktu 6.2.1.2, przy działaniu nie więcej niż czterech ludzi siłą przyłożoną do rękocyści koła sterowego, nieprzekraczającą 150 N na jednego człowieka.

**6.2.5.4** Główna maszyna sterowa z napędem ręcznym zamiast zabezpieczenia przed przeciążeniem, wymaganego w 6.2.1.7, może mieć w zestawie napędu sprężyny amortyzujące.

Rezerwowa maszyna sterowa z napędem ręcznym może nie spełniać wymagań punktu 6.2.1.7.

## 6.2.6 Próba typu pomp

Pompy hydraulicznych zespołów energetycznych powinny być poddane próbie typu. Próba powinna trwać nie mniej niż 100 godzin. Stanowisko do prób powinno umożliwiać zarówno pracę pompy bez obciążenia, jak i z maksymalną wydajnością i maksymalnym ciśnieniem roboczym. Podczas próby okresy pracy bez obciążenia powinny być przemienne z okresami pracy z pełnym obciążeniem. Przejście z jednych warunków pracy na inne powinno być dokonywane co najmniej tak szybko, jak to ma miejsce na statku. Podczas całego czasu trwania próby nie może pojawić się nie-normalne grzanie się, drgania lub inne nieregularności pracy pompy. Po próbie pompa powinna zostać rozmontowana, a jej części poddane oględzinom.

Próba typu może być zaniechana dla zespołów energetycznych, których niezawodność została potwierdzona w eksploatacji statków.

## 6.2.7 Próby na statku

**6.2.7.1** Po zainstalowaniu maszyn sterowych na statku należy poddać je próbom szczelności i próbom ruchowym.

**6.2.7.2** Zakres prób w morzu w obecności inspektora PRS powinien obejmować:

- .1** sprawdzenie spełniania przez maszynę główną i rezerwową wymagań określonych w 6.2.1.1 i 6.2.1.2, dotyczących wychylenia steru. Jeżeli pędnikiem jest śruba nastawna, to powinna być ustawiona na maksymalny skok przy znamionowej prędkości obrotowej silnika dla ruchu naprzód.

Jeżeli próby nie mogą odbyć się przy maksymalnym zanurzeniu statku, to powinny być one przeprowadzone przy wyporności zbliżonej, o ile jest to praktycznie możliwe, do maksymalnej wyporności statku zgodnie z wymaganiami sekcji 6.1.2 normy ISO 19019:2005 dla warunków, w których ster jest w pełni zanurzony (linia wodna przy prędkości zerowej), a statek jest w dopuszczalnym stanie przegłębienia lub obciążenie steru i moment obrotowy, określone dla danego próbnego stanu załadowania, ekstrapoluje się do stanu pełnego załadowania.

W każdym przypadku próby głównego urządzenia sterowego powinny być przeprowadzone przy prędkości statku odpowiadającej maksymalnej liczbie obrotów silnika głównego i maksymalnym projektowanym nachyleniu płatów śruby nastawnej.

- .2 próbę działania zespołów energetycznych maszyny sterowej oraz ich przełączanie;
- .3 wyłączenie i odcięcie pracującego zespołu energetycznego, sprawdzenie czasu przywrócenia sterowności;
- .4 działanie systemu napełniania olejem hydraulicznym;
- .5 zasilanie awaryjne wymagane w podrozdziale 5.5 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania;
- .6 działanie układu sterowania, włączając przekazanie sterowania i sterowanie lokalne;
- .7 sprawdzenie środków łączności między sterówką, siłownią i pomieszczeniem maszyny sterowej;
- .8 działanie alarmów i wskaźników wymaganych w 6.2.2.5 oraz w podrozdziałach 5.5 i 8.4 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania;
- .9 sprawdzenie, tam gdzie ma to zastosowanie, że w maszynie nie dochodzi do powstania blokady hydraulicznej (zamka hydraulicznego) oraz sprawdzenie działania sygnalizacji.

### 6.3 Wciągarki kotwiczne

#### 6.3.1 Wymagania dotyczące dokumentacji

Należy przedłożyć do oceny następującą dokumentację zawierającą parametry techniczne, standard zgodności, obliczenia oraz szczegóły konstrukcyjne:

- Specyfikacja techniczna wciągarki; specyfikacja kotwicy i łańcucha kotwicznego; głębokość kotwiczenia; kryteria eksploatacyjne; standard zgodności.
- Rysunek pokazujący usytuowanie wciągarki, wszystkie elementy systemu kotwiczenia/cumowania, takie jak silnik napędowy, zespół wałów, bęben łańcuchowy, kotwica i łańcuchy kotwiczne; wciągarki cumownicze, liny i ich prowadnice, jeżeli będą one częścią mechanizmu wciągarki; hamulce, sterowniki; itp.
- Wymiary, materiały, technologia spawania, jeżeli ma zastosowanie, wszystkich elementów przenoszących moment obrotowy (wałów, kół zębatych, sprzęgieł rozłącznych i nierozłącznych, śrub w sprzęgłach, itp.) oraz elementów przenoszących obciążenia (łożysk wałów, bębna łańcuchowego, krążków, bębnow, ram fundamentowych, itp.) dla wciągarek i wind kotwicznych, jeżeli ma to zastosowanie, w tym hamulców, stopera łańcucha kotwicznego (jeżeli zainstalowano) oraz fundamentu.
- Układ hydrauliczny obejmujący:
  - schemat rurociągów wraz z ciśnieniem projektowym układu,
  - rozmieszczenie i nastawy zaworów bezpieczeństwa,
  - specyfikacje materiałowe rurociągów i wyposażenia,
  - typowe połączenia rurociągów, jeśli ma to zastosowanie, oraz
  - dane i parametry techniczne silników hydraulicznych.
- Jednokreskowy schemat elektryczny wraz ze specyfikacją przewodów i ich wielkościami, układem sterowania silnikiem, wartością znamionową zabezpieczenia lub nastawą; jeżeli mają zastosowanie.
- Urządzenia i aparatura kontrolna i do monitorowania.
- Obliczenia elementów przenoszących moment obrotowy i inne obciążenia w celu wykazania ich zgodności z uznanymi normami lub przyjętą praktyką. Obliczenia przekładni powinny być wykonane zgodnie z uznaną normą.
- Rysunki i dane silników elektrycznych wciągarek oraz ich przekładni o mocy 50 kW i większej.
- Należy przedstawić obliczenia wykazujące, że źródło napędu wciągarki jest w stanie osiągnąć prędkość podnoszenia, wymagany uciąg nominalny i przeciążeniowy, jeżeli próby obciążeniowe całej wciągarki, łącznie z przeciążeniem, nie zostaną wykonane u producenta (tylko w uzasadnionych przypadkach zweryfikowanych przez PRS).

- Procedury obsługi i konserwacji wciągarki powinny być uwzględnione w instrukcji operacyjnej statku.

**Uwaga:**

Patrz wymagania *Standards of Compliance of Anchor Windlasses* podane w podrozdziale 1.2 IACS UR A3 (Rev.1 June 2019).

**6.3.2 Napęd**

**6.3.2.1** Moc silnika napędowego wciągarki kotwicznej powinna zapewniać nieprzerwane wybieranie w ciągu 30 min. jednego łańcucha z kotwicą o normalnej sile trzymania ze średnią prędkością co najmniej 9 m/min. (0,15 m/s), z siłą uciągu,  $P_1$  lub  $P_2$ , w łańcuchu na kole łańcuchowym nie mniejszą niż określona wg wzorów:

- dla wszystkich typów statków z wyjątkiem statków obsługi

$$P_1 = 9,81ad^2 \quad [\text{N}] \quad (6.3.2.1-1)$$

$a$  – współczynnik równy:

3,75 – dla łańcuchów ze stali kategorii 1,

4,25 – dla łańcuchów ze stali kategorii 2,

4,75 – dla łańcuchów ze stali kategorii 3

(kategorie stali na łańcuchy – patrz rozdział 11 z *Części IX – Materiały i spawanie*),

$d$  – kaliber łańcucha kotwicznego, [mm].

Powyższy wzór można stosować dla kotwicy patentowej używanej na głębokości kotwiczenia nieprzekraczającej 82,5 m. Dla głębokości kotwiczenia większej niż 82,5 m, nieprzerwany uciąg roboczy wynosi:

$$P_2 = P_1 + (D - 82.5) \times 0.27d^2 \quad [\text{N}] \quad (6.3.2.1-2)$$

gdzie:

$D$  – głębokość kotwiczenia, [m].

Dla łańcuchów o kalibrze poniżej 28 mm wartość współczynnika  $a$  może być zmniejszona za zgodą PRS.

- dla statków obsługi, otrzymujących w symbolu klasy znak dodatkowy **SUPPLY VESSEL**:

$$P_2 = 11,1 (qh + G) \quad [\text{N}] \quad (6.3.2.1-3)$$

$q$  – masa 1 m łańcucha, [kg],

$G$  – masa kotwicy, [kg],

$h$  – projektowana głębokość kotwiczenia, [m], lecz nie mniejsza niż:

200 – dla statków o wskaźniku wyposażenia nie większym niż 720,

250 – dla statków o wskaźniku wyposażenia większym niż 720,

(wskaźnik wyposażenia – patrz podrozdział 1.7 z *Części III – Wyposażenie kadłubowe*).

Średnia prędkość wybierania łańcucha kotwicznego powinna być mierzona na długości dwóch przeseł, zaczynając od momentu, gdy trzy przeseła znajdują się w stanie swobodnego zwisu.

**6.3.2.2** Napęd wciągarki powinien zapewniać prędkość dociągania kotwicy na kluzie nie większą niż 0,15 m/s. Zaleca się, aby prędkość ta nie przekraczała 0,12 m/s.

**6.3.2.3** Układ napędowy wciągarki kotwicznej w znamionowym cyklu pracy powinien dla wybrania kotwicy z dna zapewniać uzyskanie w łańcuchu na jednym kole łańcuchowym nieprzerwanej siły uciągu nie mniejszej niż  $1,5P$  w czasie nie krótszym niż 2 min., przy czym nie ma zastosowania wymagania określone w 6.3.1.1 dotyczące prędkości wybierania.

### 6.3.3 Sprzęgła rozłączne i hamulce

**6.3.3.1** Wciągarki kotwiczne powinny być wyposażone w sprzęgła rozłączne zainstalowane pomiędzy kołem łańcuchowym a wałem napędowym. Sprzęgła hydrauliczne lub elektromagnetyczne powinny mieć możliwość ręcznego rozłączenia.

Wciągarka kotwiczna z przekładnią niesamohamowną powinna mieć samoczynne urządzenie hamujące, unieruchamiające wały mechanizmu przy zaniku energii napędowej lub awarii napędu.

Samoczynne urządzenie hamujące powinno zapewniać utrzymanie w łańcuchu na kole łańcuchowym obciążenia nie mniejszego niż  $1,3P_1$  lub  $1,3P_2$ .

**6.3.3.2** Każde koło łańcuchowe powinno mieć hamulec umożliwiający skuteczne i bezpieczne zatrzymanie łańcucha przy jego wydawaniu. Hamulec ten powinien zapewniać utrzymanie bez poślizgu łańcucha kotwicznego przy odłączonym od napędu kole łańcuchowym i obciążeniu łańcucha siłą:

- .1 równą 0,45 obciążenia zrywającego łańcuch – dla urządzenia kotwicznego ze stoperem przeznaczonym do utrzymywania łańcucha kotwicznego w czasie postoju statku na kotwicy;
- .2 równą 0,8 obciążenia zrywającego łańcuch – dla urządzenia kotwicznego bez stopera wymienionego w .1.

Siła na rękojeści urządzenia hamulcowego niezbędna do uzyskania tego skutku nie powinna być większa niż 740 N.

### 6.3.4 Koła łańcuchowe

**6.3.4.1** Koła łańcuchowe powinny mieć co najmniej pięć gniazd. Kąt opasania kół łańcuchowych o poziomym położeniu osi nie powinien być mniejszy niż  $115^\circ$ , a kół o pionowym położeniu osi – nie mniejszy niż  $150^\circ$ .

**6.3.4.2** Koła łańcuchowe należy tak skonstruować, aby ogniwa łącznikowe (ogniwa Kentera) mogły bez przeszkód przez nie przechodzić w położeniu pionowym i poziomym.

### 6.3.5 Zabezpieczenie przed przeciążeniem

Jeżeli maksymalny moment silnika wciągarki kotwicznej może wywołać w częściach wciągarki naprężenia (zredukowane) przekraczające 0,95 granicy plastyczności materiału tych części lub może wywołać na kole łańcuchowym siłę większa niż 0,5 obciążenia próbnego łańcucha, to między silnikiem i wciągarką należy zainstalować pewnie działające sprzęgło bezpieczeństwa, niedopuszczające do przekroczenia takiego obciążenia.

### 6.3.6 Zabezpieczenie elementów mechanicznych

Należy przewidzieć odpowiedni system ograniczający prędkość i moment obrotowy silnika napędowego wciągarki w celu ochrony jego elementów mechanicznych i korpusów. Należy przewidzieć możliwość przechwytywania odłamków powstałych w wyniku poważnego uszkodzenia źródła napędu spowodowanego przekroczeniem dopuszczalnej prędkości obrotowej w przypadku niekontrolowanego wydawania łańcucha, szczególnie gdy źródłem napędu jest hydrauliczny silnik wielotłoczkowy osiowy.

### 6.3.7 Montaż spawany

Projekty złączy spawanych powinny być uwidaczniane w planach konstrukcyjnych i zatwierdzone w powiązaniu z zatwierdzeniem projektu wciągarki. Techniki spawalnicze oraz spawacze powinni być kwalifikowani zgodnie z wymaganiami Przepisów PRS, rozdział 23 Części IX – Materiały

*i spawanie*. Materiały dodatkowe do spawania powinny spełniać wymagania rozdziału 24 Części IX – *Materiały i spawanie*. Należy określić i przedstawić do rozpatrzenia zakres badań nieniszczących spoin oraz obróbkę cieplną po spawaniu, jeśli ma miejsce.

### 6.3.8 Sprawdzenie wytrzymałości

Naprężenia w częściach wciągarki kotwicznej znajdujących się w strumieniu linii sił nie powinny przekraczać:

- $0,4 R_e$  – przy obciążeniu nominalną mocą silnika napędowego,
- $0,95 R_e$  – przy obciążeniu maksymalnym momentem obrotowym silnika napędowego,
- $0,95 R_e$  – przy maksymalnym możliwym obciążeniu łańcuchem kotwicznym utrzymywanym hamulcem – zgodnie z 6.3.2.2; powyższe dotyczy elementów wciągarki podlegających temu obciążeniu;

( $R_e$  – granica plastyczności materiału rozpatrywanych części).

Przy konstruowaniu wciągarek należy zwrócić uwagę na:

- koncentrację naprężeń w miejscach karbu,
- obciążenie dynamiczne wywołane gwałtownym rozruchem i zatrzymaniem silnika napędowego,
- metody obliczeń i stosowane przybliżenia przy określaniu wartości i przebiegu naprężeń,
- skuteczne posadowienie wciągarki na fundamencie.

### 6.3.9 Wymagania dodatkowe dla wciągarek kotwicznych ze zdalnym sterowaniem

**6.3.9.1** Wciągarki kotwiczne ze zdalnym sterowaniem powinny mieć samoczynne urządzenie utrzymujące prędkość opuszczania łańcucha kotwicznego (z kołem łańcuchowym odłączonym od napędu) nie większą niż 3 m/s i nie mniejszą niż 1,33 m/s, przy czym wartość ta nie dotyczy rozbiegu początkowego.

Na statkach o wskaźniku wyposażenia 400 i mniejszym takie samoczynne urządzenie hamujące nie jest wymagane.

**6.3.9.2** Hamulec koła łańcuchowego powinien zapewniać łagodne zatrzymanie łańcucha kotwicznego w czasie nie dłuższym niż 5 s i nie krótszym niż 2 s od momentu podania sygnału ze stanowiska sterowania.

**6.3.9.3** Stanowisko zdalnego sterowania powinno być wyposażone we wskaźnik długości wypuszczonego łańcucha i wskaźnik prędkości wypuszczania – z zaznaczoną granicą prędkości dopuszczalnej 3 m/s.

**6.3.9.4** Wciągarki kotwiczne ze sterowaniem zdalnym powinny mieć lokalne stanowiska sterowania ręcznego. W każdym przypadku uszkodzenia układu sterowania zdalnego powinna być zachowana możliwość sterowania lokalnego.

### 6.3.10 Wytrzymałość na obciążenia wywołane oddziaływaniem wody morskiej

**6.3.10.1** Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą zamocowania wciągarek kotwicznych, zainstalowanych w odległości od dziobu nie większej niż  $0,25L$  na statkach o długości  $L$  równej 80 m lub większej, dla których wysokość pokładu otwartego w miejscu zamocowania wciągarki jest mniejsza niż  $0,1L$  lub 22 m ponad letnią wodnicę ładunkową, w zależności od tego, która z tych wartości jest mniejsza.

**6.3.10.2** Jeżeli wciągarki cumownicze są zintegrowane z wciągarką kotwiczną, to należy je rozpatrywać jako element wciągarki kotwicznej.

**6.3.10.3** Należy uwzględnić następujące obciążenia i związane z nimi powierzchnie obliczeniowe (rys. 6.3.10.3):

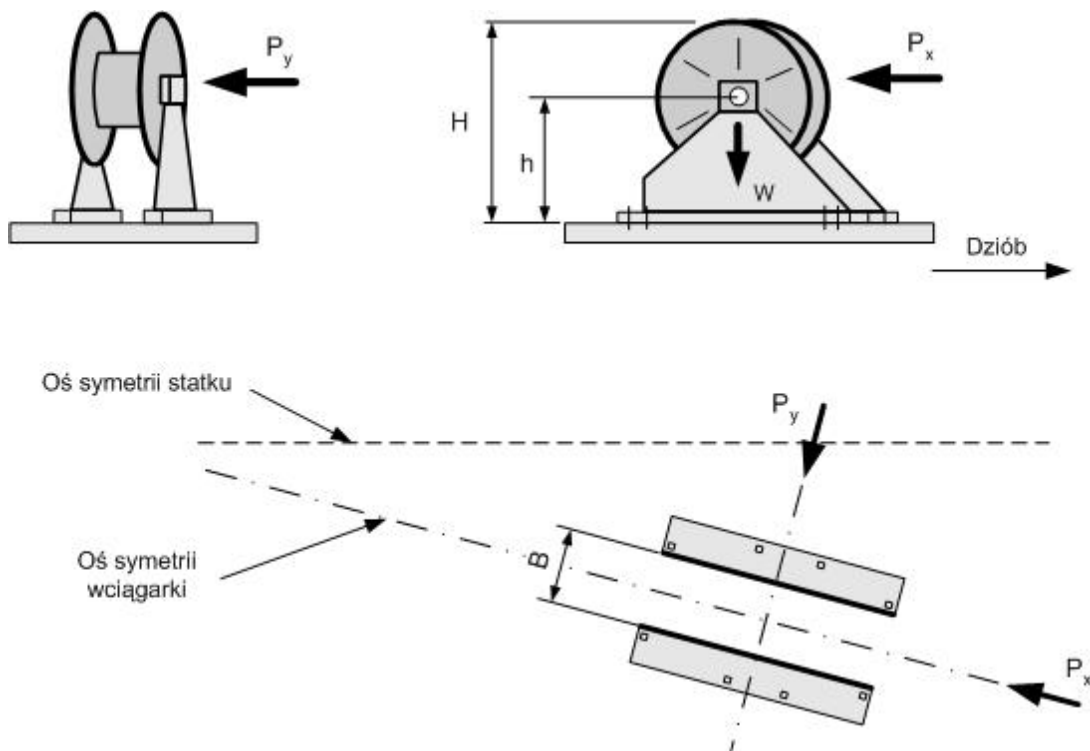
- 200 kN/m<sup>2</sup> prostopadle do osi wału wciągarki, od strony pionu dziobowego, na powierzchnię rzutu wciągarki w tym kierunku,
- 150 kN/m<sup>2</sup> równoległe do osi wału wciągarki, działające zarówno od, jak i do burty i rozpatrywane niezależnie, na powierzchnię rzutu wciągarki w tym kierunku, pomnożoną przez współczynnik  $f$ ,

gdzie:

$$f = 1 + \frac{B}{H}, \text{ ale nie więcej niż } 2,5$$

$B$  – szerokość wciągarki mierzona równoległe do osi wciągarki, [m],

$H$  – całkowita wysokość wciągarki, [m].



Rys. 6.3.10.3 Określanie kierunków działania sił

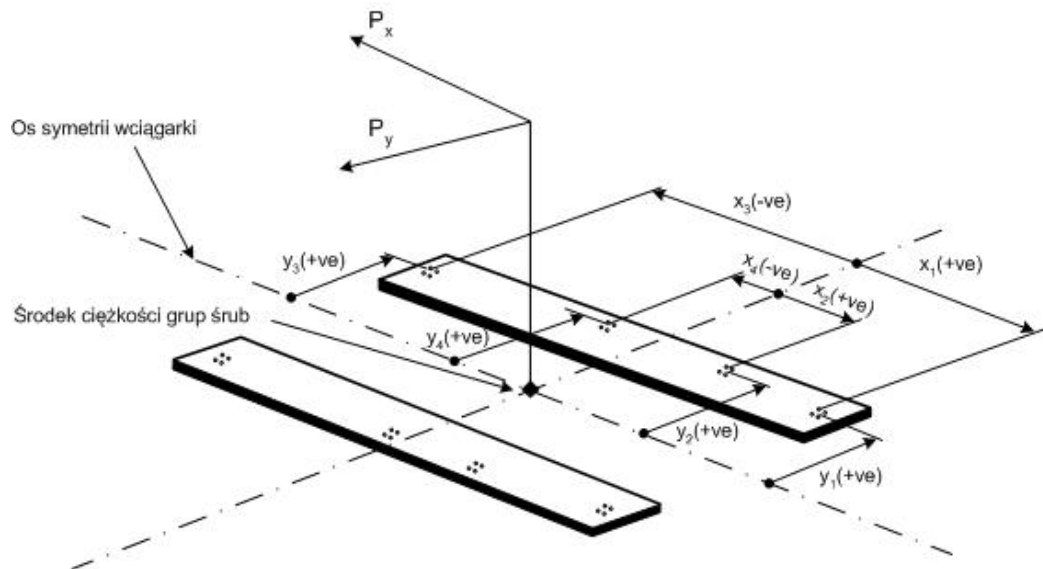
**Uwaga:**

Siłę  $P_y$  należy rozpatrywać odrębnie dla kierunku działania od i do burty (patrz 6.3.10.5).

**6.3.10.4** Należy obliczyć siły w śrubach, podkładkach fundamentowych i stoperach mocujących wciągarkę do pokładu.

Wciągarkę zamocowaną przy pomocy śrub rozmieszczonych w  $N$  grupach, z których każda zawiera jedną lub więcej śrub, przedstawiono na rys. 6.3.10.4.





Rys. 6.3.10.4 Określanie znaków współrzędnych

**6.3.10.5** Rozciągającą siłę osiową  $R_i$  działającą w grupie śrub  $i$  należy określać wg wzoru:

$$R_{xi} = \frac{P_x \cdot h \cdot x_i \cdot A_i}{I_x} \quad [\text{kN}] \quad (6.3.10.5-1)$$

$$R_{yi} = \frac{P_y \cdot h \cdot y_i \cdot A_i}{I_y} \quad [\text{kN}] \quad (6.3.10.5-2)$$

$$R_i = R_{xi} + R_{yi} - R_{si} \quad [\text{kN}] \quad (6.3.10.5-3)$$

gdzie:

- $P_x$  – siła działająca prostopadle do osi wału wciągarki, [kN],
- $P_y$  – siła działająca równoległe do osi wału wciągarki w kierunku do lub od burty, w zależności od tego, która z nich wywołuje większą siłę reakcji w grupie śrub  $i$ , [kN],
- $h$  – odległość wału od fundamentu wciągarki, [cm],
- $x_i, y_i$  – współrzędne  $x$  i  $y$  grupy śrub  $i$  względem środka ciężkości wszystkich  $N$  grup śrub, dodatnie dla kierunku przeciwnego do kierunku działania siły, [cm],
- $A_i$  – pole powierzchni przekroju wszystkich śrub w grupie  $i$ , [cm<sup>2</sup>],
- $I_x$  –  $\sum A_i x_i^2$  dla  $N$  grup śrub, [cm<sup>4</sup>],
- $I_y$  –  $\sum A_i y_i^2$  dla  $N$  grup śrub, [cm<sup>4</sup>],
- $R_{si}$  – reakcja statyczna w grupie śrub  $i$  wywołana ciężarem wciągarki, [kN].

**6.3.10.6** Siły tnące  $F_{xi}, F_{yi}$  występujące w grupie śrub  $i$  oraz ich siłę wypadkową  $F_i$  należy określać wg wzoru:

$$F_{xi} = \frac{P_x - \alpha g M}{N} \quad [\text{kN}] \quad (6.3.10.6-1)$$

$$F_{yi} = \frac{P_y - \alpha g M}{N} \quad [\text{kN}] \quad (6.3.10.6-2)$$

$$F_i = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2} \quad [\text{kN}] \quad (6.3.10.6-3)$$

gdzie:

- $\alpha$  – współczynnik tarcia, należy przyjąć wartość 0,5,
- $M$  – masa wciągarki, [t],
- $g$  – przyspieszenie ziemskie, [m/s<sup>2</sup>],
- $N$  – liczba grup śrub.



**6.3.10.7** Wymagania podrozdziału 6.3.10 nie mają zastosowania w odniesieniu do masowców podlegających wymaganiom *Publication 84/P – Requirements concerning the construction and strength of the hull and hull equipment of sea-going bulk carriers of 90 m in length and above*.

### **6.3.11 Przegląd i próby u producenta**

Wciągarki powinny zostać poddane przeglądowi przez inspektora PRS u wytwórcy podczas produkcji w celu stwierdzenia zgodności z zatwierdzoną dokumentacją. Próby odbiorcze przewidziane w określonym standardzie zgodności powinny być przeprowadzone w obecności inspektora PRS i powinny obejmować jako minimum:

#### **Próba bez obciążenia**

Wciągarkę należy uruchomić bez obciążenia przy prędkości nominalnej w każdym kierunku na łączny czas 30 minut. Jeżeli wciągarka będzie miała możliwość zmiany biegów, to dodatkowo na każdym biegu należy ją uruchomić na pięć minut.

#### **Próba obciążeniowa**

Należy wykonać próbę sprawdzającą: możliwość osiągnięcia nieprzerwanej siły uciągu nominalnego, pracy w przeciążeniu oraz prędkość podnoszenia, zgodnie z podrozdziałem 6.3.2, 6.3.3. Jeżeli zakład produkcyjny nie posiada odpowiednich urządzeń, próby te można wykonać po zainstalowaniu na statku. W takim przypadku próby funkcjonalne u wytwórcy należy wykonać bez obciążenia (tylko w uzasadnionych przypadkach dopuszczonych przez PRS).

#### **Próba trzymania hamulca**

Siłę trzymania hamulca należy sprawdzić w drodze prób lub obliczeń.

Pozytywny wynik prób w zakładzie wytwórcy stanowi podstawę do wydania atestu PRS.

### **6.3.12 Próby na statku**

Po wykonaniu pod nadzorem PRS prób u wytwórcy, każda wciągarka powinna być poddana próbom po zainstalowaniu na statku w celu wykazania prawidłowego działania. Każde urządzenie powinno zostać niezależnie poddane próbom hamowania, działania sprzęgła, wydawania i podnoszenia łańcucha oraz kotwicy, właściwego prowadzenia łańcucha przez koło łańcuchowe, właściwego przechodzenia łańcucha przez kluzę kotwiczną i kluzę łańcuchową. Należy sprawdzić, czy kotwice poprawnie spoczywają w pozycji składowania, i czy stopery kotwiczne, jeżeli zostały zainstalowane, funkcjonują zgodnie z dokumentacją projektową. Należy zmierzyć i sprawdzić średnią prędkość podnoszenia zgodnie z punktem 6.3.2.1. Próbę hamulca należy wykonać w sposób przerywany poprzez wydawanie i trzymanie łańcucha za pomocą hamulca. W przypadku gdy dostępna głębokość wody będzie niewystarczająca, proponowana procedura podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

### **6.3.13 Oznaczenie**

Wciągarka powinna posiadać trwałe oznaczenie zawierające następujące informacje:

- (a) nominalna wielkość wciągarki (np. 100/3/45 jest oznaczeniem rozmiaru wciągarki dla łańcucha kablowego o średnicy 100 mm, kategorii 3 wg. IACS, o sile trzymania wynoszącej 45% obciążenia zrywającego łańcucha);
- (b) maksymalna głębokość kotwiczenia [m].

## 6.4 Wciągarki cumownicze

### 6.4.1 Napęd

**6.4.1.1** Silnik napędowy wciągarki cumowniczej powinien być przystosowany do ciągłego wybierania liny cumowniczej przez co najmniej 30 minut ze znamionową siłą uciągu.

Prędkość wybierania liny cumowniczej na pierwszej warstwie nawinięcia na bębnie powinna wynosić co najmniej – przy uciągu znamionowym wynoszącym:

do 80 kN – 0,25 m/s,

od 81 do 160 kN – 0,20 m/s,

od 161 do 250 kN – 0,16 m/s,

ponad 250 kN – 0,13 m/s.

Prędkość wybierania liny głowicą cumowniczą, przy obciążeniu znamionowym, nie powinna przekraczać 0,3 m/s.

Wytyczne dotyczące dobierania znamionowej siły uciągu zawarte są w *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

**6.4.1.2** Układ napędowy wciągarki cumowniczej w znamionowym cyklu pracy powinien zapewniać uzyskanie w linie nabiegającej na bęben w pierwszą warstwę nieprzerwaną siłę uciągu nie mniejszą niż 1,5 siły uciągu znamionowego w czasie nie krótszym niż 2 min.

Uciąg w linie przeznaczonej do pracy z wciągarką cumowniczą – wywołany przez maksymalny moment napędu – nie powinien być większy od 0,8 siły zrywającej linę.

**6.4.1.3** Jeżeli maksymalny moment obrotowy silnika napędowego może doprowadzić do większego obciążenia elementów wciągarki cumowniczej niż podano w 6.4.3, to należy przewidzieć zabezpieczenie przed przeciążeniem.

### 6.4.2 Hamulce

**6.4.2.1** Wciągarka cumownicza powinna mieć samoczynne urządzenie hamujące, utrzymujące linę cumowniczą obciążoną uciążem nie mniejszym od 1,5 siły uciągu znamionowego przy zaniku energii napędowej lub awarii napędu.

**6.4.2.2** Bęben wciągarki cumowniczej powinien posiadać hamulec, którego moment hamujący będzie zapobiegał odwijaniu się liny cumowniczej obciążonej siłą równą 0,8 obciążenia zrywającego linę nawiniętą na bęben w pierwszej warstwie.

Siła przyłożona do rękojeści hamulca niezbędna do wytworzenia tego momentu nie powinna przekraczać 740 N.

Jeżeli bęben wciągarki jest wyposażony w urządzenie zapadkowe lub inne urządzenie blokujące, to powinna być możliwość zwolnienia bębna w sposób kontrolowany w przypadku, gdy lina cumownicza jest obciążona.

### 6.4.3 Sprawdzenie wytrzymałości

**6.4.3.1** Naprężenia w częściach mocujących wciągarkę cumowniczą do fundamentu oraz w obciążonych częściach wciągarki przy działaniu na bęben linowy, jak również na głowicę cumowniczą w środku jej długości, obciążeniem zrywającym linę cumowniczą nie powinny przekraczać 0,95 granicy plastyczności materiału tych części.

Naprężenia w częściach wciągarki powinny zostać określone z uwzględnieniem wszystkich możliwych rodzajów i geometrycznych kierunków obciążeń mogących wystąpić w eksploatacji.

**6.4.3.2** Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem cumowniczym powinny być umieszczone na mechanizmie.

#### **6.4.4 Wymagania dodatkowe dla wciągarek cumowniczych z automatyczną regulacją siły uciągu**

**6.4.4.1** Wciągarki cumownicze z automatyczną regulacją siły uciągu powinny być wyposażone w:

- wskaźnik rzeczywistej wielkości siły uciągu działającej w linie cumowniczej podczas pracy mechanizmu z automatyczną regulacją,
- urządzenie do automatycznego wydawania liny cumowniczej, działające przy napięciu w linie nie większym niż 1,5 i nie mniejszym niż 1,05 nastawionego uciągu (przy nawiniętej pierwszej warstwie).

Wciągarki cumownicze ze sterowaniem zdalnym powinny być wyposażone w sygnalizację alarmową sygnalizującą, na stanowisku zdalnego sterowania, przekroczenie dopuszczalnej siły uciągu. Sygnalizacja powinna działać niezależnie od długości wypuszczonej liny.

#### **6.5 Wciągarki holownicze**

**6.5.1** W przypadku stosowania automatycznych urządzeń do regulacji napięcia liny holowniczej należy zapewnić możliwość kontrolowania wielkości aktualnej siły uciągu. Wskaźniki należy zainstalować przy wciągarcie i w sterowni statku.

**6.5.2** Należy przewidzieć sygnalizację alarmową działającą przy wypuszczeniu liny holowniczej na maksymalną dopuszczalną długość.

**6.5.3** Bębny wciągarek holowniczych powinny spełniać wymagania określone w 6.1.7 i być wyposażone w układaki lin. Przy dwóch i większej liczbie bębnow należy stosować układaki niezależne. Bęben linowy powinien mieć sprzęgło pozwalające na odłączanie go od mechanizmu napędowego.

Geometryczne wymiary głowic wciągarki holowniczej powinny zapewniać możliwość wydawania liny holowniczej.

**6.5.4** Konstrukcja wciągarki powinna umożliwiać szybkie zwolnienie hamulca bębna linowego w celu zapewnienia swobodnego wydawania liny holowniczej.

**6.5.5** Hamulce wciągarki holowniczej powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1** wciągarka holownicza powinna być wyposażona w automatyczne urządzenia hamulcowe, zatrzymujące linę przy uciągu równym co najmniej 1,25 uciągu znamionowego podczas zaniku lub odłączenia energii napędowej wciągarki;
- .2** bęben linowy powinien mieć hamulec działający bez poślizgu i przy odłączonym od napędu bębnie, przy działaniu na niego siły nie mniejszej niż dwukrotna stała siła uciągu liny holowniczej (uciąg na palu). Hamulec bębna sterowany dowolnym rodzajem energii powinien mieć również sterowanie ręczne. Konstrukcja hamulca powinna umożliwiać szybkie odhamowanie w celu swobodnego wybierania liny.

**6.5.6** Zamocowanie liny do bębna powinno być takie, aby w przypadku całkowitego wydania liny odłączała się ona od bębna przy obciążeniu równym lub nieznacznie większym od znamionowego uciągu wciągarki.

**6.5.7** Należy obliczeniowo sprawdzić wytrzymałość części przy działaniu na bęben sił odpowiadających maksymalnemu momentowi obrotowemu silnika napędowego oraz przy działaniu na bęben obciążenia równego obciążeniu zrywającemu linę holowniczą. Naprężenia zredukowane występujące w częściach, które mogą być narażone na działanie sił wynikających z powyższych obciążeń, nie powinny przekraczać 0,95 granicy plastyczności materiału tych części.

**6.5.8** Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem holowniczym powinny być umieszczone na mechanizmie.

## 6.6 Systemy awaryjnego zwalniania obciążenia liny wciągarek holowniczych

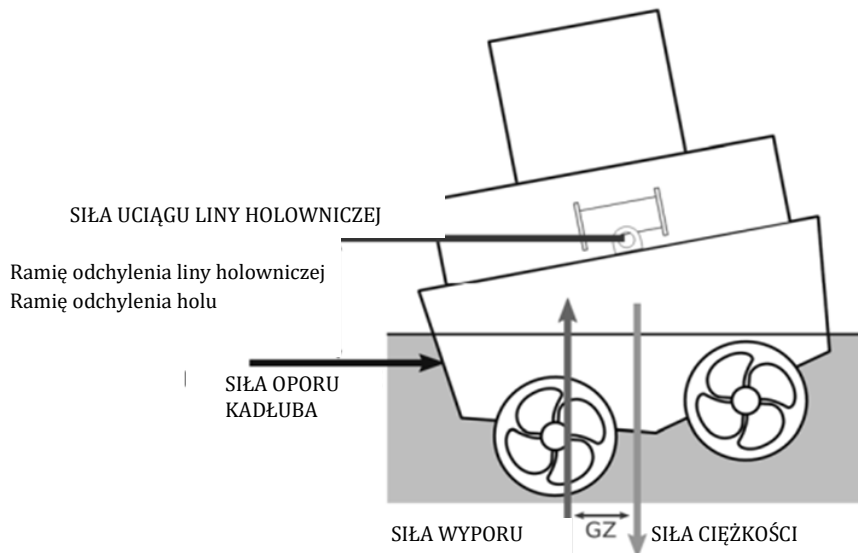
**6.6.1** W poniższych przepisach określono minimalne wymagania bezpieczeństwa dotyczące systemów zwalniania liny wciągarek holowniczych używanych na statkach holowniczych operujących w obrębie zamkniętych akwenów, portów lub terminali, które obejmują wciągarki zainstalowane na statkach zwykle nieprzeznaczonych do holowania w kierunku poprzecznym.

**6.6.2** Przepisy te nie obejmują wciągarek holowniczych zainstalowanych na statkach stosowanych wyłącznie do holowania oceanicznego na dużych odległościach, do obsługi kotwic lub do podobnych działań w strefie przybrzeżnej.

### Definicje

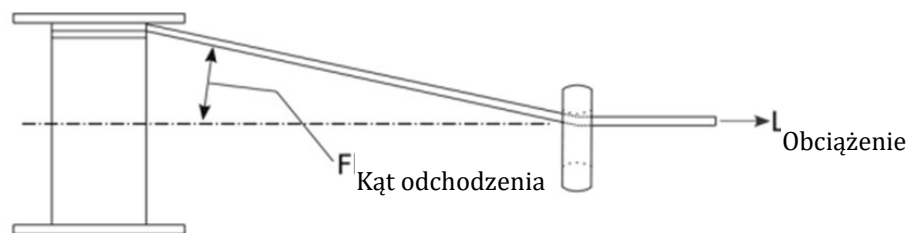
*System awaryjnego zwalniania obciążenia liny* – odnosi się do mechanizmu oraz związanych urządzeń sterowania, wykorzystywanych do kontrolowanego zwalniania obciążenia liny holowniczej, zarówno w warunkach normalnych, jak i bezenergetycznych statku.

*Maksymalne obciążenie projektowe* – obciążenie maksymalne, które może być utrzymane przez wciągarkę, zgodnie z określeniem producenta (fabryczne wartości znamionowe).



Rys. 1 Siły działające podczas holowania

*Kąt odchodzenia liny* – kąt pomiędzy przyłożonym obciążeniem (siłą uciągu liny) a liną nawijaną na bęben wciągarki, patrz Rys. 2.



Rys. 2 Kąt odchodzenia liny holowniczej

### 6.6.3 Wymagania ogólne

**6.6.3.1** Koniec liny holowniczej od strony wnętrza statku powinien być zamocowany do bębna wciągarki za pomocą słabego ogniwa lub podobnego rozwiązania zaprojektowanego w celu zwolnienia liny przy małym obciążeniu.

**6.6.3.2** Wszystkie wciągarki holownicze powinny posiadać system awaryjnego zwalniania obciążenia liny.

### 6.6.4 Wymagania dotyczące systemu awaryjnego zwalniania obciążenia liny

#### 6.6.4.1 Wymagania dotyczące sprawności działania

- .1 System awaryjnego zwalniania obciążenia liny powinien działać w pełnym zakresie obciążeń liny holowniczej, kątów odchodzenia liny oraz kątów przechyłu statku, we wszystkich normalnych i dających się przewidzieć warunkach odbiegających od normy (które mogą obejmować co najmniej: awarię systemu elektrycznego, zmienne obciążenie liny holowniczej, np. z powodu trudnych warunków atmosferycznych, itp.).
- .2 System awaryjnego zwalniania obciążenia liny powinien być zdolny do działania przy obciążeniu liny holowniczej do co najmniej 100 procent maksymalnego obciążenia projektowego.
- .3 System awaryjnego zwalniania obciążenia liny powinien zadziałać tak szybko, jak to jest praktycznie możliwe i w ciągu maksymalnie 3 sekund po aktywowaniu.
- .4 System awaryjnego zwalniania obciążenia liny powinien pozwalać na kontrolowany obrót bębna wciągarki i na wydanie liny, tak aby po aktywowaniu systemu bęben obracał się z oporem wystarczającym do uniknięcia niekontrolowanego rozwinięcia liny holowniczej z bębna. Należy unikać wirowania bębna (jego swobodnego, niekontrolowanego obrotu), które może powodować zakleszczenie liny i uniemożliwić jej zwolnienie.
- .5 Po aktywowaniu awaryjnego zwolnienia obciążenia, obciążenie liny holowniczej potrzebne do obracania bębna wciągarki nie powinno być większe od:
  - a) 5 ton lub 5 procent maksymalnego obciążenia projektowego, przyjmując wartość mniejszą, gdy na bęben nawinięte są dwie warstwy liny holowniczej, lub
  - b) 15 procent maksymalnego obciążenia projektowego, gdy można wykazać, że ten opór na obroty nie przekracza 25 procent siły, która spowoduje przechył jednostki wystarczający do zanurzenia najniższego niechronionego otworu.
- .6 Awaryjne zwolnienie liny holowniczej powinno być możliwe w warunkach bezenergetycznych. W tym celu, tam gdzie wymagane są dodatkowe źródła energii, powinny one spełniać wymagania 6.6.4.1.7.
- .7 Źródła energii wymagane w 6.6.4.1.6 powinny wystarczać do uzyskania najbardziej uciążliwych z poniższych warunków (na ile ma to zastosowanie):
  - a) wystarczać na przeprowadzenie co najmniej trzech prób zwolnienia liny (tj. trzech aktywacji systemu awaryjnego zwalniania). W przypadku gdy system dostarcza energii do więcej niż jedna wciągarka, powinien wystarczać na przeprowadzenie trzech aktywacji wciągarki o największym zapotrzebowaniu energetycznym.
  - b) w przypadku gdy mechanizm zwalniania bębna wciągarki wymaga stałej interwencji mechanicznej (np. gdy hamulec uruchamiany jest przez napięcie sprężyny, a zwalniany hydraulicznie lub pneumatycznie), należy dostarczyć energię dostateczną do zadziałania systemu awaryjnego zwalniania obciążenia (np. utrzymanie otwartego hamulca i umożliwienie zwolnienia liny holowniczej) w stanie bezenergetycznym statku przez co najmniej 5 minut. Limit ten może być zmniejszony do czasu wymaganego do wypuszczenia z bębna pełnej długości liny holowniczej, przy obciążeniu podanym w 6.6.4.1.5, jeśli jest on mniejszy od 5 minut.

### 6.6.4.2 Wymagania operacyjne

- .1 Obsługa awaryjnego zwolnienia obciążenia musi być możliwa z mostka oraz ze stanowiska sterowania wciągarką na pokładzie. Stanowisko sterowania wciągarką powinno znajdować się w bezpiecznym miejscu. Za „bezpieczne miejsce” nie jest uważane położenie w bezpośredniej bliskości wciągarki, chyba że zostało udokumentowane, że miejsce to jest co najmniej chronione przed skutkami zerwania liny lub awarii wciągarki.
- .2 Stanowisko sterowania awaryjnym zwalnianiem obciążenia powinno znajdować się blisko miejsca umieszczenia przycisku zatrzymania awaryjnego wciągarki, jeśli został zainstalowany, a oba stanowiska powinny być wyraźnie oznaczone, łatwo widoczne, łatwo dostępne i umieszczone tak, aby ich obsługa była bezpieczna.
- .3 Funkcja awaryjnego zwalniania obciążenia powinna być traktowana priorytetowo w stosunku do zatrzymania awaryjnego. Aktywacja zatrzymania awaryjnego wciągarki z dowolnego miejsca nie może utrudniać obsługi systemu awaryjnego zwalniania obciążenia z dowolnego miejsca.
- .4 Kasowanie przycisków sterowania systemem awaryjnego zwalniania obciążenia powinno wymagać działania przymusowego, które może być wykonane z innego stanowiska sterowania niż to, z którego aktywowano awaryjne zwolnienie. Zawsze musi być możliwe kasowanie awaryjnego zwolnienia z mostka, niezależnie od miejsca jego aktywowania i bez ręcznej interwencji na pokładzie roboczym.
- .5 Przyciski sterowania działaniem awaryjnym powinny być zabezpieczone przed przypadkowym użyciem.
- .6 Na mostku należy przewidzieć kontrolki wszystkich urządzeń zasilania i/lub poziomów ciśnienia odnoszących się do normalnego działania systemu awaryjnego zwalniania obciążenia. Wykroczenie poza zakres wartości oznaczający pełną sprawność działania systemu awaryjnego zwalniania obciążenia powinno automatycznie aktywować sygnał alarmowy.
- .7 Tam gdzie jest to praktycznie możliwe, sterowanie systemem awaryjnego zwalniania obciążenia powinno odbywać się przy użyciu systemu przewodowego (lub mechanicznego), w pełni niezależnego od programowalnych systemów elektronicznych.
- .8 Systemy komputerowe, które obsługują lub mogą oddziaływać na sterowanie systemami awaryjnego zwalniania powinny spełniać wymagania dotyczące systemów kategorii III zawarte w Publikacji 9/P.
- .9 Komponenty ważne z punktu widzenia bezpiecznej obsługi systemu awaryjnego zwalniania obciążenia powinny być określone przez producenta.

### 6.6.5 Wymagania dotyczące prób

#### 6.6.5.1 Wymagania ogólne

- .1 Wszystkie próby określone w 6.6.4 powinny być przeprowadzane w obecności inspektora PRS.
- .2 W przypadku każdego systemu awaryjnego zwalniania lub jego typu, wymagania dotyczące działania podane w 6.6.3.1 należy zweryfikować albo w zakładzie producenta lub w ramach prób instalacyjnych wciągarki holowniczej na pokładzie. Jeśli weryfikacja wyłącznie poprzez próby nie jest możliwa (np. ze względu na bezpieczeństwo pracy), próby mogą być połączone z inspekcją, analizą lub demonstracją w uzgodnieniu z PRS.
- .3 Parametry operacyjne oraz instrukcje operacyjne systemu awaryjnego zwalniania powinny być dokumentowane przez producenta i dostępne na statku, na którym zainstalowano wciągarkę.
- .4 Instrukcje dotyczące przeglądu systemu awaryjnego zwalniania powinny być udokumentowane przez producenta, uzgodnione przez PRS i dostępne na statku, na którym zainstalowano wciągarkę.



- .5 Jeśli jest to niezbędne do przeprowadzenia przeglądu rocznego wciągarki, należy wyznaczyć odpowiednio dobrane punkty wytrzymałościowe na pokładzie statku.

#### 6.6.5.2 Próby instalacyjne

- .1 System awaryjnego zwalniania obciążenia powinien być poddany próbom pełnej funkcjonalności w ramach prób instalacyjnych na statku, do akceptacji inspektora PRS. Próby można przeprowadzać albo podczas prób uciągu na palu, lub poprzez zaczepienie liny holowniczej o punkt wytrzymałościowy na statku, który jest certyfikowany na określone obciążenie.
- .2 Jeśli działanie wciągarki zgodnie z 6.6.4.1 zostało już wcześniej zweryfikowane, obciążenie zastosowane do prób instalacyjnych powinno wynosić co najmniej 30% maksymalnego obciążenia projektowego lub 80% siły uciągu na palu statku, przyjmując wartość mniejszą.
-



## **7 HYDRAULICZNE UKŁADY NAPĘDOWE**

Instalacje hydraulicznych układów napędowych powinny być zgodne z *Częścią VI*, 1.5, 1.6, 1.13, 10.1 i 10.3.

---

## 8 KOTŁY, ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE I WYMIENNIKI CIEPŁA

### 8.1 Postanowienia ogólne

Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła dzielą się w zależności od parametrów i rodzaju konstrukcji na klasy określone w tabeli 8.1.

**Tabela 8.1**

Rodzaj urządzenia	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Kotły parowe, w tym utylizacyjne, kotły wodne o temperaturze wody powyżej 115°C, przegrzewacze pary i zbiorniki pary, kotły oleju grzewczego	$p > 0,35$	$p \leq 0,35$	-
Wytwornice pary ogrzewane parą	$p > 1,6$	$p \leq 1,6$	-
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła	$p > 4,0$ lub $t > 350$ lub $s > 35$	$1,6 < p \leq 4,0$ lub $120 < t \leq 350$ lub $16 < s \leq 35$	$p \leq 1,6$ i $t \leq 120$ i $s \leq 16$
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła z zawartością czynników toksycznych, palnych lub wybuchowych	niezależnie od parametrów	-	-

$p$  – ciśnienie obliczeniowe<sup>\*)</sup>, [MPa],

$t$  – temperatura obliczeniowa ścianki, [°C],

$s$  – grubość ścianki, [mm].

### 8.2 Obliczenia wytrzymałościowe

#### 8.2.1 Wymagania ogólne

**8.2.1.1** Określone w wyniku obliczeń grubości ścian są minimalnymi grubościami dopuszczalnymi w normalnych warunkach eksploatacji. Wzory i metody obliczeń nie uwzględniają technologicznych tolerancji grubości wykonania obliczanych części; tolerancje te należy uwzględnić przez odpowiednie dodatki do grubości obliczeniowych.

Na żądanie PRS należy uwzględnić dodatkowe naprężenia powodowane obciążeniami zewnętrznymi (siłami osiowymi oraz momentami zginającymi i skręcającymi), działającymi na obliczany element (w szczególności obciążeniami masą własną, masą dołączonych części itp.).

**8.2.1.2** Wymiary elementów konstrukcyjnych kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, dla których w niniejszej części *Przepisów* nie podano metody obliczeń wytrzymałościowych, należy określić na podstawie danych doświadczalnych i uznanych obliczeń teoretycznych, przy czym podlegają one odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

#### 8.2.2 Ciśnienie obliczeniowe

**8.2.2.1** W przypadku, gdy wielkość ciśnienia hydrostatycznego przekracza 0,05 MPa, należy o jego wartość zwiększyć wielkość ciśnienia obliczeniowego.

**8.2.2.2** Przy określaniu ciśnienia obliczeniowego kotłów przepływowych i kotłów z przymusowym obiegiem wody należy uwzględnić opory hydrodynamiczne powstające w częściach kotła przy nominalnej wydajności pary.

<sup>\*)</sup> Określenie: ciśnienie obliczeniowe – patrz 1.5.2.8 z Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych.

**8.2.2.3** Dla ścian płaskich poddanych ciśnieniu z obu stron jako ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować najwyższe z działających ciśnień. Ścianki o kształcie powierzchni zakrzywionych, podlegające ciśnieniu z obu stron, należy obliczać na najwyższe ciśnienie wewnętrzne i na najwyższe ciśnienie zewnętrzne. Jeżeli z jednej strony ścianki płaskiej lub ścianki o kształcie powierzchni zakrzywionej panuje ciśnienie niższe od atmosferycznego, to jako ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować najwyższe ciśnienie działające z drugiej strony ścianki, powiększone o 0,1 MPa.

**8.2.2.4** Jako ciśnienie obliczeniowe podgrzewaczy wody należy przyjmować sumę ciśnienia w kolektorze parowym i oporów hydrodynamicznych w podgrzewaczu, rurociągach i armaturze przy nominalnej wydajności pary.

### 8.2.3 Temperatura obliczeniowa

**8.2.3.1** Dla określenia dopuszczalnych naprężeń w zależności od temperatury czynnika i warunków ogrzewania należy przyjmować obliczeniową temperaturę ściany nie niższą niż podaną w tabeli 8.2.3.1.

**Tabela 8.2.3.1**

Lp.	Elementy kotłów, wymienników ciepła i zbiorników oraz warunki ich pracy	Temperatura obliczeniowa ściany
1	Elementy poddane działaniu promieniowania cieplnego:	
1.1	Rury kotłowe	$T_m + 50\text{ °C}$
1.2	Rury podgrzewaczy	$T_m + 50\text{ °C}$
1.3	Płomienice faliste	$T_m + 75\text{ °C}$
1.4	Gładkie rury ogniowe, kolektory, komory, komory ogniowe	$T_m + 90\text{ °C}$
2	Elementy poddane działaniu gorących gazów, chronione od działania promieniowania cieplnego <sup>1)</sup>	
2.1	Segmenty pierścieniowe, dna, kolektory, komory, ściany sitowe i rury	$T_m + 30\text{ °C}$
2.2	Kolektory i rury przegrzewaczy pary o temperaturze pary do 400°C	$T_m + 35\text{ °C}$
2.3	jw. o temperaturze pary powyżej 400°C	$T_m + 50\text{ °C}$
2.4	Kotły utylizacyjne z mechanicznym czyszczeniem powierzchni ogrzewalnej	$T_m + 30\text{ °C}$
2.5	Kotły jw. z palnikiem do wypalania zanieczyszczeń powierzchni ogrzewalnej	$T_v$
3	Elementy ogrzewane parą lub cieczą	$T_v$
4	Elementy nieogrzewane <sup>2)</sup>	$T_m$

Uwagi do tabeli 8.2.3.1:

<sup>1)</sup> – patrz 8.2.3.4,

<sup>2)</sup> – patrz 8.2.3.3,

$T_m$  – najwyższa temperatura czynnika ogrzewanego, [°C],

$T_v$  – najwyższa temperatura czynnika grzewczego, [°C].

**8.2.3.2** Temperaturę obliczeniową rur podgrzewaczy pary o temperaturze wyższej niż 400°C oraz rur i kolektorów przegrzewaczy pary poddanych działaniu promieniowania cieplnego należy określać obliczeniowo i podlega ona odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.3.3** Ścianę należy uważać za nieogrzewaną, jeżeli spełniony jest jeden z następujących warunków:

- jest oddzielona od paleniska lub na przestrzeni kanałów dymowych ogniotrwałą izolacją, a odległość ściany od tej izolacji wynosi co najmniej 300 mm;
- jest osłonięta ogniotrwałą izolacją nienarażoną na działanie promieniowania cieplnego.

**8.2.3.4** Ścianę należy uważać za chronioną przed działaniem promieniowania cieplnego, jeżeli spełnia ona jeden z następujących warunków:

- jest osłonięta izolacją ogniotrwałą,
- jest osłonięta rzędem rur, przy czym odległość między sąsiednimi rurami nie przekracza 3 mm,
- jest osłonięta dwoma rzędami rur rozmieszczonych w zakosy, przy czym rozstaw rur w każdym rzędzie nie przekracza dwóch średnic zewnętrznych rury lub jest osłonięta trzema i więcej rzędami rur z rozstawem w rzędach nieprzekraczającym dwóch i pół średnicy zewnętrznej tych rur.

**8.2.3.5** Jako temperaturę obliczeniową ogrzewanych ścian kotła i nieogrzewanych ścian przestrzeni parowej kotła należy przyjmować co najmniej 250°C.

**8.2.3.6** Nieizolowane, ogrzewane gorącymi gazami ściany kotłów o grubości 20 mm i większej można stosować tylko przy temperaturze gazów do 800°C. Jeżeli przy grubości ściany mniejszej niż 20 mm i temperaturze gazów przekraczającej 800°C istnieją części ściany nieosłonięte izolacją ani rzędami rur, a długość tych odcinków przekracza 8 średnic rur, to temperaturę obliczeniową ściany należy określać drogą obliczeń cieplnych.

Ochrona ściany przed działaniem promieniowania cieplnego – patrz 9.1.9.

**8.2.3.7** Jako temperaturę obliczeniową ścian zbiorników i wymienników ciepła, pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego, należy przyjmować 20°C, jeżeli nie ma możliwości powstania wyższych temperatur.

## 8.2.4 Własności wytrzymałościowe i naprężenia dopuszczalne

**8.2.4.1** Dla stali, dla których stosunek  $(R_e/R_m) \leq 0,6$ , jako własności wytrzymałościowe należy przyjmować wartości wyraźnej lub umownej granicy plastyczności,  $R_e^t$  lub  $R_{0,2}^t$ , oraz średnią wytrzymałość na pełzanie,  $R_{z/100\ 000/t}$ , po czasie 10<sup>5</sup> h, przy temperaturze obliczeniowej,  $t$ .

Dla stali, dla których stosunek  $(R_e/R_m) > 0,6$ , należy dodatkowo uwzględnić wytrzymałość na rozciąganie,  $R_m^t$ , przy temperaturze obliczeniowej,  $t$ .

Dla stali obciążonej w warunkach pełzania (temperatury powyżej 450°C), niezależnie od stosunku  $(R_e/R_m)$  należy uwzględnić średnią wartość granicy pełzania,  $R_{1/100\ 000/t}$ , przy 1-procentowym wydłużeniu trwałym, po czasie 100 000 h, przy temperaturze obliczeniowej,  $t$ .

Do obliczeń należy przyjmować minimalne wartości  $R_e^t$ ,  $R_{0,2}^t$  i  $R_m^t$  oraz średnie wartości  $R_{z/100\ 000/t}$  i  $R_{1/100\ 000/t}$ .

**8.2.4.2** Dla materiałów bez wyraźnie określonej granicy plastyczności należy przyjmować do obliczeń wartość wytrzymałości na rozciąganie w temperaturze obliczeniowej.

**8.2.4.3** Dla żeliwa oraz stopów metali nieżelaznych należy przyjmować najmniejszą wartość wytrzymałości na rozciąganie w normalnej temperaturze.

**8.2.4.4** Przy stosowaniu metali nieżelaznych i ich stopów należy uwzględnić fakt, że ich ogrzewanie podczas obróbki i spawania zmniejsza wytrzymałość uzyskaną przez nie przy obróbce na zimno. W obliczeniach wytrzymałości wykonanych z nich części i zespołów należy więc bezwzględnie przyjmować własności wytrzymałościowe tych materiałów i ich stopów w stanie wyżarzonym.

**8.2.4.5** Dopuszczalne naprężenia,  $\sigma$ , w obliczeniach wytrzymałościowych należy określać jako najmniejszą z otrzymanych wartości dla materiału rozpatrywanego elementu:

$$\sigma = \frac{R_m^t}{\eta_m}, \sigma = \frac{R_e^t}{\eta_e} \text{ lub } \sigma = \frac{R_{0,2}^t}{\eta_e}$$

$$\sigma = \frac{R_{\frac{z}{100000}/t}}{\eta_z}, \sigma = \frac{R_{\frac{1}{100000}/t}}{\eta_p}$$

gdzie:

- $\eta_m$  – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości na rozciąganie,  $R_m^t$ ,  
 $\eta_z$  – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości na pełzanie,  $R_{z/100\ 000/t}$ ,  
 $\eta_e$  – współczynnik bezpieczeństwa dla granicy plastyczności,  $R_e^t$  i  $R_{0,2}^t$ ,  
 $\eta_p$  – współczynnik bezpieczeństwa dla granicy pełzania,  $R_{1/100\ 000/t}$ .

Wartości współczynników – patrz 8.2.5.

## 8.2.5 Współczynniki bezpieczeństwa

**8.2.5.1** Dla części wykonanych z odkuwek stalowych lub stali walcowanych, poddanych ciśnieniu od wewnątrz, współczynniki bezpieczeństwa nie powinny być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 1,6; \eta_m = 2,7 \text{ i } \eta_p = 1,0.$$

Dla części poddanych ciśnieniu z zewnątrz współczynniki bezpieczeństwa,  $\eta_e$ ,  $\eta_z$  i  $\eta_m$ , należy zwiększyć o 20%.

**8.2.5.2** Dla części kotłów, wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych II i III klasy wykonanych ze stali, dla których stosunek  $(R_e/R_m) \leq 0,6$ , współczynniki bezpieczeństwa mogą być zmniejszone, lecz nie mogą być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 1,5; \eta_m = 2,6.$$

**8.2.5.3** Dla części kotłów, wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych wykonanych ze staliwa i poddanych ciśnieniu od wewnątrz współczynniki bezpieczeństwa nie powinny być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 2,2; \eta_m = 3,0 \text{ i } \eta_p = 1,0.$$

Dla części poddanych ciśnieniu z zewnątrz współczynniki bezpieczeństwa należy zwiększyć o 20% (z wyjątkiem  $\eta_z$ , którego wartość nie ulega zmianie).

**8.2.5.4** Współczynniki bezpieczeństwa,  $\eta_e$  i  $\eta_z$ , dla obciążonych cieplnie ważnych części kotłów należy przyjmować jako nie mniejsze niż:

- 3,0 – dla płomienic falistych,
- 2,5 – dla płomienic gładkich, komór ogniowych, płomieniówek ściągowych oraz długich i krótkich ściągów,
- 2,2 – dla króćców przewodów dymowych znajdujących się pod ciśnieniem i innych podobnych ścianek obmywanych spalinami.

**8.2.5.5** Współczynnik bezpieczeństwa,  $\eta_m$ , dla części wykonanych z żeliwa należy przyjmować – dla ciśnienia zewnętrznego i wewnętrznego – jako nie mniejszy niż 4,8.

Współczynnik bezpieczeństwa,  $\eta_m$ , dla części wykonanych z metali nieżelaznych należy przyjmować jako nie mniejszy niż 4,6 dla ciśnienia wewnętrznego i 5,5 dla ciśnienia zewnętrznego. Dla powłok stożkowych, w ostatnim przypadku, należy przyjmować  $\eta_m$  jako nie mniejszy niż 6,0.

## 8.2.6 Współczynniki wytrzymałości

**8.2.6.1** Współczynniki wytrzymałości złączy spawanych,  $\varphi$ , należy określać z tabeli 8.2.6.1-1 w zależności od konstrukcji złącza i sposobu spawania. Dla poszczególnych klas kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła (patrz tabela 8.1) należy stosować złącza spawane o współczynniku  $\varphi$  nie mniejszym niż podany w tabeli 8.2.6.1-2.

**Tabela 8.2.6.1-1**

Sposób spawania	Typ złącza	Rodzaj spoiny	$\varphi$
Automatyczne	doczołowe	dwustronna	1,0
		jednostronna na podkładce	0,9
		jednostronna bez podkładki	0,8
	zakładkowe	dwustronna	0,8
		jednostronna	0,7
Półautomatyczne i ręczne	doczołowe	dwustronna	0,9
		jednostronna na podkładce	0,8
		jednostronna bez podkładki	0,7
	zakładkowe	dwustronna	0,7
		jednostronna	0,6

**Uwagi:**

1. W każdym przypadku wymagany jest pełny przetop.
2. Dla połączeń wykonanych metodą elektrodużłową należy przyjmować  $\varphi = 1$ .

**Tabela 8.2.6.1-2**

Rodzaj urządzenia	Współczynnik $\varphi$		
	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Kotły, przegrzewacze pary i zbiorniki pary	0,9	0,8	–
Wytwornice pary ogrzewane parą	0,9	0,8	–
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła	0,9	0,7	0,6

**8.2.6.2** Współczynnik wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych otworami o jednakowych średnicach należy przyjmować jako równy najmniejszemu z niżej podanych:

- .1** współczynniki wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych jednym wzdłużnym rzędem lub kilkoma rzędami otworów o jednakowej podziałce (rys. 8.2.6.2-1), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = \frac{a-d}{a} \quad (8.2.6.2.1)$$

- .2** sprowadzonemu na kierunku wzdłużny współczynniki wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych jednym poprzecznym rzędem lub kilkoma rzędami otworów o jednakowej podziałce (rys. 8.2.6.2-1), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = 2 \frac{a_1-d}{a_1} \quad (8.2.6.2.2)$$

- .3** sprowadzonemu na kierunku wzdłużny współczynniki wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych kilkoma rzędami otworów rozmieszczonych w zakosy, o jednakowej podziałce (rys. 8.2.6.2-2 i rys. 8.2.6.2-3), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = k \frac{a_2-d}{a_2} \quad (8.2.6.2.3-1)$$

gdzie:

$\varphi$  – współczynnik wytrzymałości ścian osłabionych otworami,

- $d$  – średnica otworów na rury rozwalcowane lub średnica wewnętrzna przyspawanych rur i wytłaczanych króćców, [mm],  
 $a$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów rozmieszczonych wzdłuż ściany, [mm],  
 $a_1$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów rozmieszczonych w kierunku poprzecznym (lub na okręgu), przyjmowana jako długość łuku w środku grubości blachy, [mm],  
 $a_2$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów rozmieszczonych w zakosy, [mm], określona wg wzoru:

$$a_2 = \sqrt{l^2 + l_1^2} \quad [\text{mm}] \quad (8.2.6.2.3-2)$$

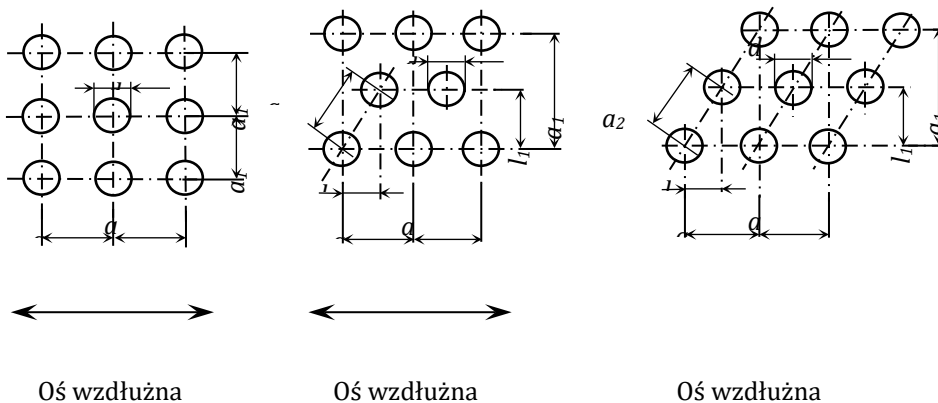
- $l$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów mierzona w kierunku wzdłużnym (rys. 8.2.6.2.-2 i 8.2.6.2-3), [mm],  
 $l_1$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów mierzona w kierunku poprzecznym lub na obwodzie (rys. 8.2.6.2.-2 i 8.2.6.2-3), [mm],  
 $k$  – współczynnik zależny od wartości  $\frac{l_1}{l}$ , podany w tabeli 8.2.6.2.3.

Tabela 8.2.6.2.3

$\frac{l_1}{l}$	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0	0,5
$k$	1,76	1,73	1,70	1,65	1,60	1,51	1,41	1,27	1,13	1,00

**Uwaga:**

Pośrednie wielkości  $k$  należy określić drogą interpolacji liniowej.



**8.2.6.3** Jeżeli w jedno- lub kilkurzędowych układach otworów o jednakowej podziałce otwory różnią się średnicami, to we wzorach na obliczenie współczynnika wytrzymałości (8.2.6.2.1, 8.2.6.2.2, 8.2.6.2.3-1, 8.2.6.2.3-2) należy przyjmować wartość  $d$  jako średnią arytmetyczną średnic dwóch największych sąsiednich otworów. Jeżeli przy jednakowych średnicach otworów podziałka jest nierównomierna, to we wzorach na obliczenie współczynnika wytrzymałości należy przyjmować odpowiednio najmniejsze wartości  $a$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ .

**8.2.6.4** Jeżeli w szwach spawanych wykonane są otwory, to należy przyjmować współczynnik wytrzymałości jako równy iloczynowi współczynników wytrzymałości szwu spawanego i ściany osłabionej otworami.



**8.2.6.5** Dla ścian elementów cylindrycznych nieosłabionych szwem spawanym i jednym lub kilkoma rzędami otworów należy przyjmować współczynnik wytrzymałości jako równy 1. Współczynnik wytrzymałości,  $\phi$ , nie może być w żadnym wypadku przyjmowany jako większy niż 1.

**8.2.6.6** Współczynniki wytrzymałości ścian osłabionych otworami dla rozwalcowanych rur, określone wzorami 8.2.6.2.1, 8.2.6.2.2, 8.2.6.2.3, nie mogą być mniejsze niż 0,3. Obliczenia, w których wartość tego współczynnika jest mniejsza, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.6.7** Jeżeli ściany elementów cylindrycznych mają być wykonane z arkuszy blach o różnej grubości, połączonych wzdłużnym szwem spawanym, to należy wykonać obliczenia grubości dla każdej z blach, z uwzględnieniem istniejących w nich osłabień.

**8.2.6.8** Wartości współczynnika wytrzymałości rur ze wzdłużnym szwem spawanym podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.6.9** Sposoby określania współczynnika wytrzymałości ścian osłabionych wycięciami, które wymagają częściowego lub pełnego wzmocnienia, podano w 8.2.19.

**8.2.6.10** Współczynniki wytrzymałości płaskich ścian sitowych należy obliczać wg wzoru 8.2.6.2.1, odpowiednio dla podziałek rur w prostopadłych do siebie rzędach. Do obliczenia grubości ściany sitowej należy przyjmować mniejszą z otrzymanych wartości współczynnika.

## 8.2.7 Zwiększenie grubości obliczeniowych

**8.2.7.1** We wszystkich przypadkach, w których nie określono odrębnie naddatku,  $c$ , do grubości obliczeniowej, naddatek ten powinien wynosić co najmniej 1 mm. Dla ścian stalowych o grubości większej niż 30 mm, dla ścian z metali nieżelaznych lub z wysokostopowych materiałów odpornych na działanie korozji, a także dla materiałów zabezpieczonych przed korozją, np. przez platerowanie lub pokrytych masą plastyczną – naddatek,  $c$ , do grubości obliczeniowej, po uzgodnieniu z PRS, może nie być stosowany.

**8.2.7.2** Dla zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła niedostępnych dla przeglądu wewnętrznego oraz tych, których ściany poddane są silnemu działaniu korozyjnemu lub zużyciu, PRS może zażądać zwiększenia wielkości naddatku,  $c$ , do grubości obliczeniowej.

## 8.2.8 Elementy cylindryczne, kuliste i rury poddane ciśnieniu od wewnątrz

**8.2.8.1** Niniejsze wymagania mogą być stosowane, jeżeli spełnione są następujące warunki:

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,6 \text{ – dla elementów cylindrycznych,}$$

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,7 \text{ – dla rur,}$$

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,2 \text{ – dla elementów kulistych.}$$

Elementy cylindryczne o średnicy  $D_a \leq 200$  mm należy uważać za rury.

$D_a, D$  – patrz 8.2.8.2.

**8.2.8.2** Grubość ścian elementów cylindrycznych i rur powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p}{2\sigma\phi + p} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.2-1)$$

lub

$$s = \frac{D p}{2\sigma\phi - p} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.2-2)$$

- $s$  – grubość ściany [mm],  
 $p$  – ciśnienie obliczeniowe [MPa],  
 $D_a$  – średnica zewnętrzna [mm],  
 $D$  – średnica wewnętrzna [mm],  
 $\varphi$  – współczynnik wytrzymałości (patrz 8.2.6),  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],  
 $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7) [mm].

**8.2.8.3** Grubość ścian elementów kulistych powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p}{4\sigma\varphi + p} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.3-1)$$

lub

$$s = \frac{D p}{4\sigma\varphi - p} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.3-2)$$

Określenia symboli we wzorach – patrz 8.2.8.2.

**8.2.8.4** Grubości ścian elementów cylindrycznych i kulistych oraz rur, niezależnie od wielkości otrzymanych wg wzorów 8.2.8.2-1, 8.2.8.2-2, 8.2.8.3-1 i 8.2.8.3-2, powinny być nie mniejsze niż:

- .1 5 mm – dla elementów ciągnionych i spawanych;
- .2 12 mm – dla ścian sitowych z rurami rozwalcowanymi w rzędach promieniowych;
- .3 6 mm – dla ścian sitowych z rurami przyspawanymi lub przylutowanymi;
- .4 wielkości podane w tabeli 8.2.8.4 – dla rur.

Grubość ścian rur ogrzewanych gazami o temperaturze przekraczającej 800°C nie powinna być większa niż 6 mm.

**Tabela 8.2.8.4**

Zewnętrzna średnica rury, [mm]	≤ 20	>20 ≤ 30	> 30 ≤ 38	> 38 ≤ 51	> 51 ≤ 70	> 70 ≤ 95	> 95 ≤ 102	> 102 ≤ 121	> 121 ≤ 152	> 152 ≤ 191	> 191
Najmniejsza grubość ścianki, [mm]	1,75	2,0	2,2	2,4	2,6	3,0	3,25	3,5	4,0	5,0	5,4

**Uwaga:**

Zmniejszenie grubości ścianek wskutek ich wyginania lub rozwalcowania należy kompensować naddatkami.

**8.2.8.5** Minimalne grubości ścianek rur ze stopów metali nieżelaznych i ze stali nierdzewnych można za zgodą PRS przyjmować mniejsze od określonych w 8.2.8.4, ale nie mogą one być mniejsze niż grubości określone wg wzorów w 8.2.8.2 i 8.2.8.3.

**8.2.9 Elementy poddane ciśnieniu od zewnątrz**

**8.2.9.1** Niniejsze wymagania mają zastosowanie do ścian elementów cylindrycznych, dla których:

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,2$$

Grubość rur o średnicy  $D_a \leq 200$  mm należy obliczać zgodnie z 8.2.8.2.

**8.2.9.2** Grubość gładkich ścian elementów cylindrycznych z usztywnieniami lub bez nich, w tym gładkich płomienic, powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{50(B + \sqrt{B^2 + 0,04AC})}{A} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.9.2-1)$$

gdzie:

$$A = 200 \frac{\sigma}{D_m} \left(1 + \frac{D_m}{10l}\right) \left(1 + \frac{5D_m}{l}\right) \quad (8.2.9.2-2)$$

$$B = p \left(1 + \frac{5D_m}{l}\right) \quad (8.2.9.2-3)$$

$$C = 0,045 \cdot p \cdot D_m \quad (8.2.9.2-4)$$

$s$  – grubość ściany [mm],

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],

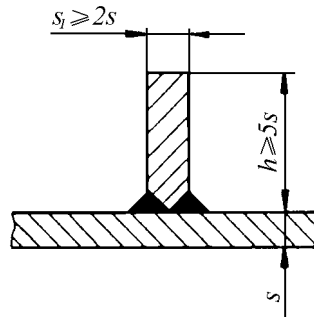
$D_m$  – średnia średnica [mm],

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7) [mm],

$l$  – obliczeniowa długość części cylindrycznej między usztywnieniami [mm].

Za usztywnienia mogą być uważane denka czołowe, połączenia płomienic z dennicą i komorą ogniową, a także pierścienie usztywniające (rys. 8.2.9.2) lub podobne konstrukcje.



Rys. 8.2.9.2

**8.2.9.3** Grubość płomienic falistych powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{pD}{2\sigma} + c \quad (8.2.9.3)$$

$s$  – grubość ściany [mm],

$D$  – najmniejsza wewnętrzna średnica płomienicy w jej części falistej [mm],

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7) [mm].

**8.2.9.4** Jeżeli długość prostego odcinka płomienicy falistej od dennicy do początku pierwszej fali przekracza długość tej fali, to grubość ściany tego odcinka powinna być nie mniejsza niż grubość obliczona wg wzoru 8.2.9.2-1.

**8.2.9.5** Grubość płomienicy gładkiej powinna być nie mniejsza niż 7 mm i nie większa niż 20 mm. Grubość płomienicy falistej powinna być nie mniejsza niż 10 mm i nie większa niż 20 mm.

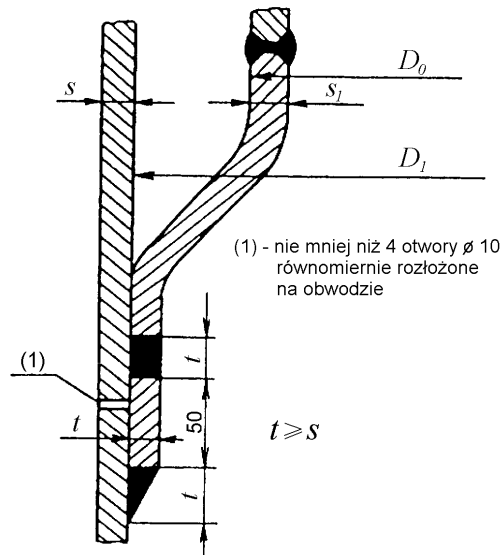
**8.2.9.6** Płomienice gładkie o długości do 1400 mm mogą być wykonywane bez pierścieni usztywniających. Jeżeli w kotle są dwie lub więcej płomienic, to usztywniające pierścienie sąsiednich płomienic nie powinny leżeć w jednej płaszczyźnie.

**8.2.9.7** Rejon otworów i wycięć w ścianach elementów cylindrycznych i kulistych należy wzmocnić zgodnie z wymaganiami podrozdziału 8.2.19.

**8.2.9.8** Grubość,  $s_1$ , pierścienia ukształtowanego przez połączenie komory ogniowej z płaszczem w kotle stojącym, obciążonego pionowo (patrz rys. 8.2.9.8), nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:

$$s_1 = \frac{3,7}{\sigma} \sqrt{pD_1(D_1 - D_0)} + 1 \quad [\text{mm}] \quad (8.2.9.8)$$

$p$  – ciśnienie obliczeniowe [MPa].



Rys. 8.2.9.8

## 8.2.10 Elementy stożkowe

**8.2.10.1** Grubość ścian elementów stożkowych poddanych ciśnieniu od wewnątrz nie powinna być mniejsza:

- .1 dla  $\alpha \leq 70^\circ$  – od większej wartości określonej wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p y}{4 \sigma \varphi} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.1.1-1)$$

oraz

$$s = \frac{D_a p y}{(4 \sigma \varphi - p) \cos \alpha} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.1.1-2)$$

- .2 dla  $\alpha > 70^\circ$  – od wartości określonej wg wzoru:

$$s = 0,3 [D_a - (r + s)] \sqrt{\frac{p}{\sigma \varphi} \cdot \frac{\alpha}{90^\circ}} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.1.2)$$

- $s$  – grubość ściany, [mm],
- $D_c$  – średnica obliczeniowa (rys. 8.2.10.1.2-1 do 8.2.10.1.2-4), [mm],
- $D_a$  – średnica zewnętrzna (rys. 8.2.10.1.2-1 do 8.2.10.1.2-4), [mm],
- $p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa],
- $y$  – współczynnik kształtu (patrz tabela 8.2.10.1),
- $\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – kąty (rys. 8.2.10.1.2-1 ÷ 8.2.10.1.2-4),  $[\circ]$ ,
- $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa],
- $\varphi$  – współczynnik wytrzymałości (patrz 8.2.6); przy stosowaniu wzorów 8.2.10.1.1-1 i 8.2.10.1.2 należy przyjmować wielkość tego współczynnika dla szwu obwodowego, a przy stosowaniu wzoru 8.2.10.1.1-2 dla szwu wzdłużnego; dla segmentów

pięścieniowych bez szwu oraz w przypadkach, gdy szew obwodowy jest oddalony od krawędzi o więcej niż:

$$0,5 \sqrt{\frac{D_a s}{\cos \alpha}}$$

należy przyjmować  $\varphi = 1$ ,

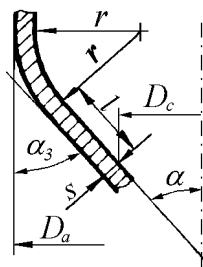
- $r$  – promień zaokrąglenia krawędzi (rys. 8.2.10.1.2-1, 8.2.10.1.2-2 i 8.2.10.1.2-4), [mm],
- $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm].

**Tabela 8.2.10.1**

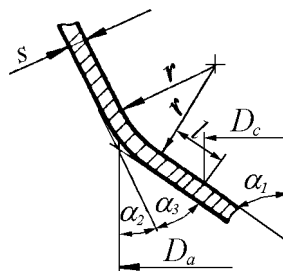
$\alpha$ , stopnie	Wartość współczynnika kształtu $y$ przy wartości $r/D_a$											
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
10	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
20	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
30	2,7	2,4	2,2	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,1	1,1	1,1
45	4,1	3,7	3,3	3,0	2,6	2,4	2,2	1,9	1,8	1,4	1,1	1,1
60	6,4	5,7	5,1	4,7	4,0	3,5	3,2	2,8	2,5	2,0	1,4	1,1
75	13,6	11,7	10,7	9,5	7,7	7,0	6,3	5,4	4,8	3,1	2,0	1,1

**Uwaga:**

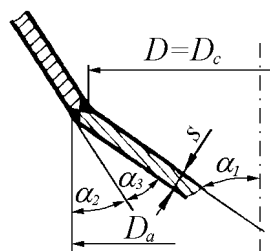
Dla złączy spawanych, w których spoina tworzy krawędź dwóch elementów (patrz rys. 8.2.10.1.2-3), współczynnik kształtu  $y$  należy określać dla wartości stosunku  $r/D_a = 0,01$ .



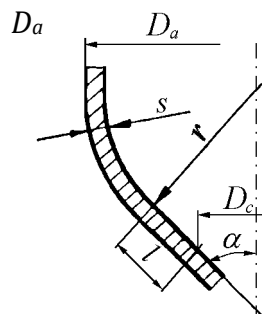
Rys. 8.2.10.1.2-1



Rys. 8.2.10.1.2-2



Rys. 8.2.10.1.2-3



Rys. 8.2.10.1.2-4

*l* – odległość wzdłuż tworzącej od krawędzi dużej średnicy części stożkowej, przyjmowana jako dziesięciokrotność grubości ściany, lecz nie większa niż połowa długości tworzącej element stożkowy (rys. 8.2.10.1.2-1, 8.2.10.1.2-2 i 8.2.10.1.2-4), [mm].

**8.2.10.2** Grubość ścian elementów stożkowych poddanych ciśnieniu zewnętrznemu należy określać według 8.2.10.1, pod warunkiem spełnienia następujących wymagań:

- .1 współczynnik wytrzymałości złącza spawanego,  $\varphi$ , należy przyjmować jako równy 1;
- .2 naddatek  $c$  należy przyjmować jako równy 2 mm;
- .3 średnicę obliczeniową,  $D_c$ , należy obliczać wg wzoru:

$$D_c = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos \alpha} \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.2.3)$$

$d_1, d_2$  – odpowiednio największa i najmniejsza wewnętrzna średnica stożka, [mm];

- .4 w przypadku gdy  $\alpha < 45$  należy wykazać, że ściany nie ulegają odkształceniom trwałym; ciśnienie  $p_1$ , przy którym powstaje odkształcenie trwałe, należy obliczać wg wzoru:

$$p_1 = 26E10^{-6} \frac{D_c}{l_1} \left[ \frac{100(s-c)}{D_c} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D_c}} \quad [\text{MPa}] \quad (8.2.10.2.4)$$

$E$  – moduł sprężystości, [MPa];

$l_1$  – największa długość stożka lub odstęp między jego utwierdzeniami, [mm].

Warunkiem niewystępowania odkształceń trwałych ścian stożka jest spełnienie zależności  $p_1 > p$  ( $p$  – ciśnienie obliczeniowe, [MPa]).

**8.2.10.3** Złącza spawane, takie jak na rys. 8.2.10.1.2-3, mogą być stosowane tylko przy wielkości kąta  $\alpha \leq 30^\circ$  i grubości ściany  $s \leq 20$  mm. Połączenie powinno być wykonane przy zastosowaniu spawania obustronnego. W przypadku stożkowych segmentów pierścieniowych, dla których kąt  $\alpha \geq 70^\circ$ , złącza spawane mogą być wykonywane bez ukosowania krawędzi, pod warunkiem spełnienia wymagań punktu 8.2.10.2. Nie zaleca się stosowania takich złączy spawanych w przypadku kotłów.

**8.2.10.4** Rejon otworów i wycięć w ścianach stożkowych należy wzmocnić zgodnie z wymaganiami podrozdziału 8.2.19.

## 8.2.11 Płaskie dna i pokrywy

**8.2.11.1** Grubość niewzmocnionych ściągami płaskich den i pokryw przyspawanych lub mocowanych śrubami (rys. 8.2.11.1-1 do 8.2.11.1-8 oraz rys. 1.2 z Załącznika 1) nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:

$$s = KD_c \sqrt{\frac{p}{\sigma}} + c \quad [\text{mm}] \quad (8.2.11.1-1)$$

$s$  – grubość ściany, [mm],

$K$  – współczynnik obliczeniowy dla konstrukcji przedstawionych na rysunkach 8.2.11.1-1 do 8.2.11.1-8 i lp. 1.1 do 1.6 z Załącznika 1,

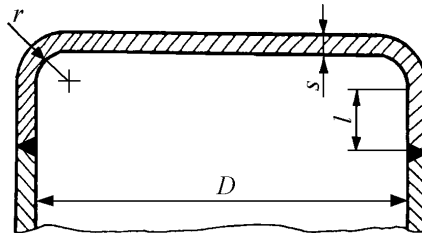
$D_c$  – średnica obliczeniowa (rys. 8.2.11.1-2 do 8.2.11.1-7 oraz rys. lp. 1.2 z Załącznika 1), [mm]; dla den przedstawionych na rys. 8.2.11.1-1 i na rys. lp. 1.1 z Załącznika 1 średnicę obliczeniową należy określać wg wzoru:

$$D_c = D - r \quad [\text{mm}] \quad (8.2.11.1-2)$$

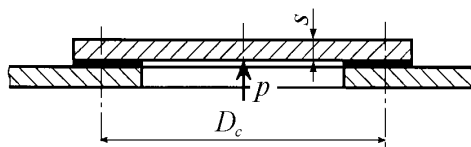
dla pokryw prostokątnych lub owalnych średnicę obliczeniową należy określać wg wzoru:

$$D_c = m \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{m}{n}\right)^2}} \quad [\text{mm}] \quad (8.2.11.1-3)$$

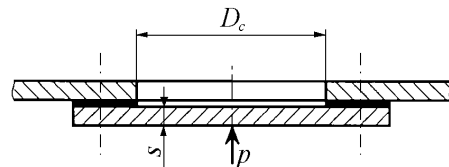
- $D_b$  – średnica okręgu, na którym rozmieszczone są śruby (rys. 8.2.11.1-6) [mm],
- $D$  – średnica wewnętrzna [mm],
- $n$  i  $m$  – odpowiednio największa i najmniejsza długość osi lub boków otworu, mierzona od osi podziałowej uszczelnienia [mm] (rys. 8.2.11.1-8),
- $r$  – wewnętrzny promień zaoblęcia obrzeża dna przy dnach wytłaczanych [mm],
- $p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],
- $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],
- $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7) [mm],
- $l$  – długość części cylindrycznej dna (rys. 8.2.11.1-1 oraz lp. 1.1 z Załącznika 1) [mm].



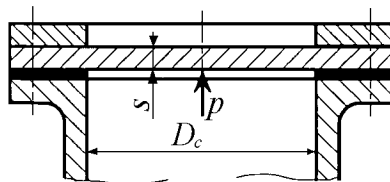
$K = 0,30$   
Rys. 8.2.11.1-1



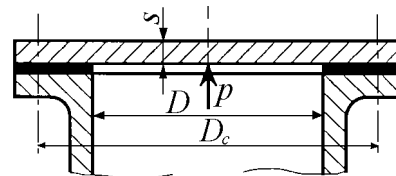
$K = 0,41$   
Rys. 8.2.11.1-2



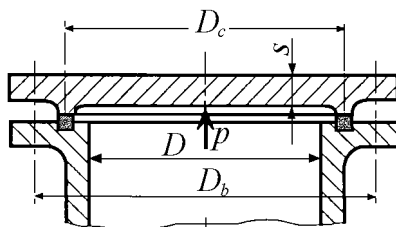
$K = 0,45$   
Rys. 8.2.11.1-3



$K = 0,41$   
Rys. 8.2.11.1-4

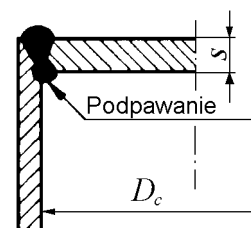


$K = 0,35$   
Rys. 8.2.11.1-5



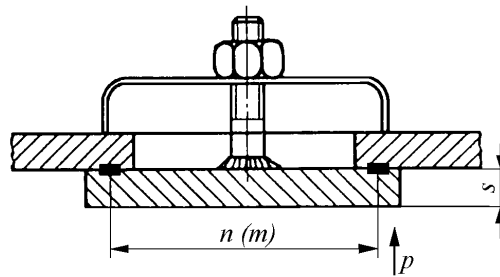
$D_b/D$	$K$
1,25	0,6
1,50	0,7
1,75	0,8

Rys. 8.2.11.1-6



$K = 0,50$   
Rys. 8.2.11.1-7





$$K = 0,53$$

Rys. 8.2.11.1-8

**8.2.11.2** Grubość den przedstawionych w Załączniku 1 na rys. lp. 1.2 nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru 8.2.11.1-1. Ponadto powinny być spełnione następujące warunki:

.1 dla den okrągłych

$$0,77s_1 \geq s_2 \geq \frac{1,3p}{\sigma} \left( \frac{D_c}{2} - r \right) \quad (8.2.11.2.1)$$

.2 dla den prostokątnych

$$0,55s_1 \geq s_2 \geq \frac{1,3p}{\sigma} \cdot \frac{nm}{(n+m)} \quad (8.2.11.2.2)$$

$s$  – grubość dna [mm],

$s_1$  – grubość płaszcza [mm],

$s_2$  – grubość dna w obrębie rowka odciążającego [mm].

Określenie pozostałych symboli – patrz 8.2.11.

Grubość,  $s_2$ , w każdym przypadku powinna być nie mniejsza niż 5 mm.

Powyższe warunki odnoszą się do den o średnicy lub długości boków nie większej niż 200 mm. Wymiary rowków odciążających dla den o średnicy lub długości boków większej od 200 mm będą odrębnie rozpatrywane przez PRS.

## 8.2.12 Płaskie ściany wzmocnione ściągamami

**8.2.12.1** Ściany płaskie (rys. 8.2.12.1-2 i 8.2.12.1-3) wzmocnione długimi i krótkimi ściągamami, węzłówkami, rurami ściągowymi lub innymi podobnymi konstrukcjami powinny mieć grubość nie mniejszą niż grubość określona wg wzoru:

$$s = KD_c \sqrt{\frac{p}{\sigma}} + c \quad (8.2.12.1-1)$$

$K$  – współczynnik obliczeniowy (patrz rysunki 8.2.12.1-1 do 8.2.12.1-3 oraz 5.1 do 5.3 w Załączniku 1); jeżeli rozpatrywana część ściany jest wzmocniona ściągamami, dla których wartości  $K$  są różne, to należy przyjąć we wzorze wartość  $K$  równą średniej arytmetycznej tych współczynników,

$D_c$  – umowna średnica obliczeniowa (rys. 8.2.12.1-2 i 8.2.12.1-3) [mm],

przy równomiernym rozmieszczeniu ściągów:

$$D_c = \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \quad (8.2.12.1-2)$$

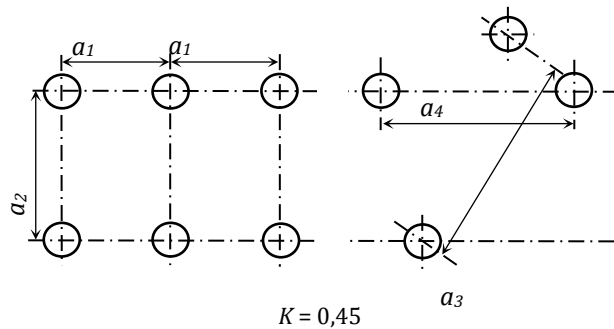
przy nierównomiernym rozmieszczeniu ściągów:

$$D_c = \frac{a_3 + a_4}{2} \quad (8.2.12.1-3)$$

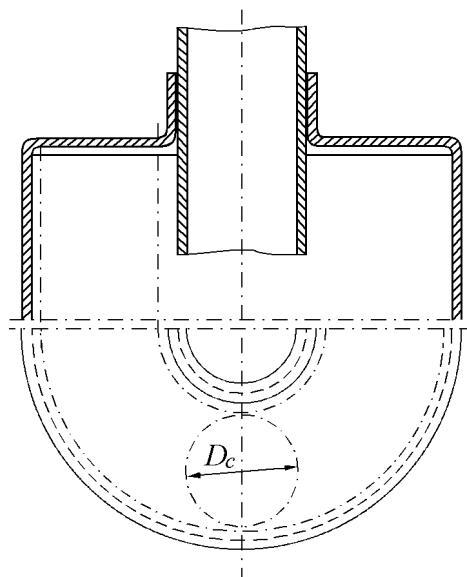
We wszystkich pozostałych przypadkach jako  $D_c$  należy przyjmować średnicę największego okręgu, jaki można przeprowadzić przez osie trzech ściągow lub osie ściągow i początek zaoblania obrzeża ściany, jeżeli promień tego zaoblania odpowiada wymaganiom 8.2.13. Zaoblzenie należy w tym przypadku rozpatrywać jako punkt wzmocniony. Zaoblzenie obrzeża wjazdu nie powinno być przyjmowane jako punkt wzmocniony.

$a_1, a_2, a_3, a_4$  – podziałka lub odległość między ściągami (rys. 8.2.12.1-1), [mm].

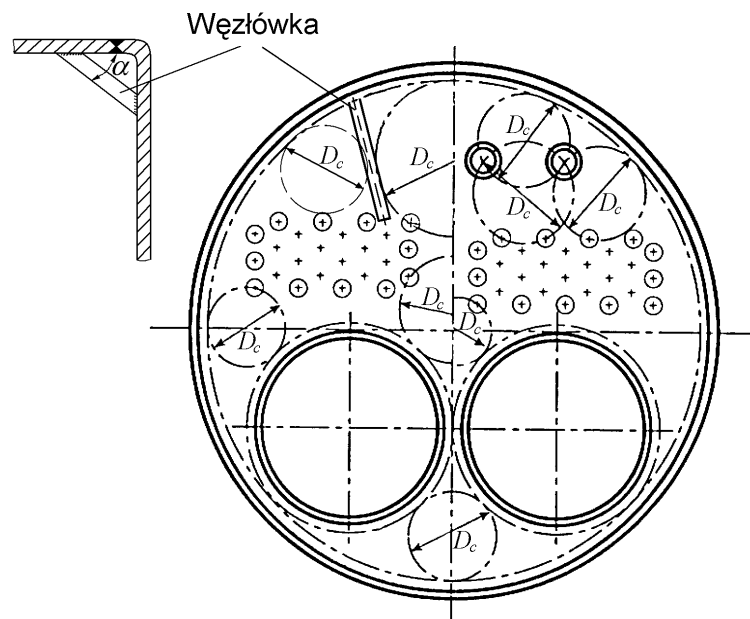
Określenie pozostałych symboli – patrz 8.2.11.



Rys. 8.2.12.1-1



Rys. 8.2.12.1-2



$K = 0,35$  (dla węzłówki)

Rys. 8.2.12.1-3

### 8.2.13 Płaskie ściany i dna z zaoblonymi obrzeżami

**8.2.13.1** Przy obliczaniu grubości ścian płaskich i den zaoblone obrzeża może być uwzględnione tylko wówczas, gdy wewnętrzny promień zaoblęcia jest nie mniejszy niż promień podany w tabeli 8.2.13.1.

**Tabela 8.2.13.1**

Zewnętrzna średnica dna, [mm]	Wewnętrzny promień zaoblęcia, [mm]
do 350	25
ponad 350 do 500	30
ponad 500 do 950	35
ponad 950 do 1400	40
ponad 1400 do 1900	45
ponad 1900	50

Wewnętrzny promień zaoblęcia obrzeża nie powinien być mniejszy niż 1,3 grubości ściany.

**8.2.13.2** Długość części cylindrycznej obrzeża płaskiego dna zaoblonego nie powinna być mniejsza niż  $l = 0,5\sqrt{D_s}$  (rys. 8.2.11.1-1).

### 8.2.14 Wzmocnienie otworów w płaskich ścianach

**8.2.14.1** W płaskich ścianach, dnach i pokrywach otwory o średnicy większej od czterech grubości ściany powinny być wzmocnione przyspawanymi elementami rurowymi lub nakładkami względnie przez zwiększenie obliczeniowej grubości ściany. Brzegi otworów powinny być odległe od obrysu średnicy obliczeniowej o co najmniej 0,125 tej średnicy.

**8.2.14.2** Jeżeli rzeczywista grubość ściany jest większa od grubości obliczonej wg wzorów 8.2.11.1-1 i 8.2.12.1-1, to największą średnicę otworu niewymagającego wzmocnienia należy określić wg wzoru:

$$d = 8s_r \left( 1,5 \frac{s_r^2}{s^2} - 1 \right) \quad (8.2.14.2)$$

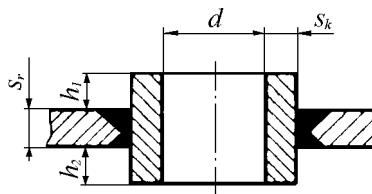
- $d$  – średnica otworu niewymagającego wzmocnienia [mm],  
 $s_r$  – rzeczywista grubość ściany [mm],  
 $s$  – obliczeniowa grubość ściany określona wg wzorów 8.2.11.1-1 i 8.2.12.1-1 [mm].

**8.2.14.3** Dla otworów o średnicach większych od średnic określonych w 8.2.14.1 i 8.2.14.2 należy przewidzieć wzmocnienie krawędzi otworu.

Określone wymiary wzmocniające króćca powinny spełniać następującą zależność:

$$s_k \left( \frac{h^2}{s_r^2} - 0,65 \right) \geq 0,65d - 1,4s_r \quad (8.2.14.3)$$

- $s_k$  – grubość ściany króćca, [mm], (rys. 8.2.14.3),  
 $d$  – średnica wewnętrzna króćca, [mm],  
 $s_r$  – patrz 8.2.14.2, [mm],  
 $h = h_1 + h_2$  [mm] (rys. 8.2.14.3).



Rys. 8.2.14.3

## 8.2.15 Ściany sitowe

**8.2.15.1** Grubość,  $s_1$ , płaskich ścian sitowych wymienników ciepła nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:

$$s_1 = 0,9KD_W \sqrt{\frac{P}{\sigma\varphi}} + c \quad [mm] \quad (8.2.15.1)$$

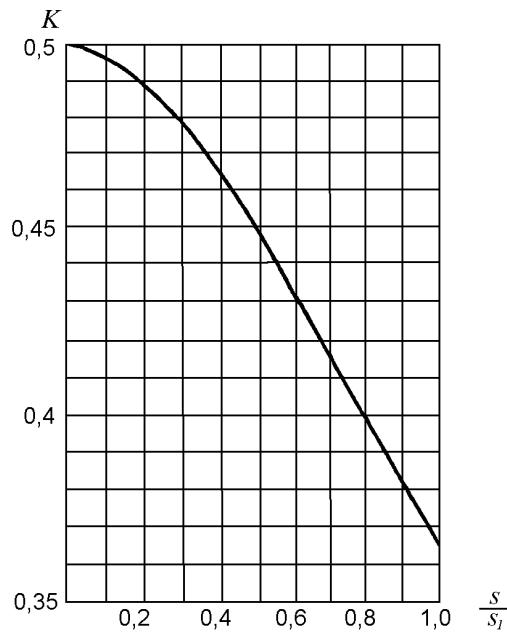
$K$  – współczynnik zależny od stosunku grubości ściany korpusu,  $s$ , do grubości ściany sitowej,  $s_1$ ; dla ścian sitowych przyspawanych do korpusu,  $K$ , należy wyznaczyć z wykresu 8.2.15.1 przy wstępnym założeniu grubości  $s_1$ , a jeżeli różnica między założoną i obliczoną wg wzoru 8.2.15.1 wartością  $s_1$  przekracza 5%, obliczenia należy skorygować,

dla ściany sitowej umocowanej między kołnierzami korpusu i pokrywy śrubami jedno- lub dwustronnymi  $K = 0,5$ ;

- $D_W$  – wewnętrzna średnica korpusu [mm],  
 $P$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

dla wymienników ciepła o sztywnej konstrukcji, w których materiały korpusu i rur mają różne współczynniki wydłużenia cieplnego, wartość  $\sigma$  należy zmniejszyć o 10%,

- $\varphi$  – współczynnik wytrzymałości ściany sitowej osłabionej otworami na rury (patrz 8.2.15.2),  
 $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej [mm] (patrz 8.2.7).



Rys. 8.2.15.1

**8.2.15.2** Współczynnik wytrzymałości ściany sitowej przy  $0,75 > \frac{d}{a} > 0,4$  i  $\frac{D_W}{s_1} \geq 40$  należy obliczać wg wzorów:

– przy rozmieszczeniu otworów według trójkąta równobocznego:

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d}{a} \quad (8.2.15.2-1)$$

– przy rzędownym lub przestawnym rozmieszczeniu otworów:

$$\varphi = 0,975 - 0,68 \frac{d}{a_2} \quad (8.2.15.2-2)$$

$d$  – średnica otworów w ścianie sitowej, [mm],

$a$  – rozstaw osi otworów rozmieszczonych trójkątnie, [mm],

$a_2$  – mniejszy z rozstawów osi otworów rozmieszczonych rzędowno lub przestawnie (a także współśrodkowo na okręgach), [mm].

**8.2.15.3** Dla wartości ilorazu  $\frac{d}{a} = 0,75 \div 0,80$  grubość ściany sitowej wg wzoru 8.2.15.1 powinna spełniać warunek:

$$f_{\min} \geq 5d$$

$f_{\min}$  – minimalny dopuszczalny przekrój mostka w ścianie sitowej, [mm<sup>2</sup>].

Dla innych wartości  $\frac{d}{a}$  i  $\frac{D_W}{s_1}$  oraz dla wymienników ciepła o sztywnej konstrukcji i o różnicy średnich temperatur przekraczającej 50°C, grubość ścian sitowych podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.15.4** Grubość ścian sitowych z rurami rozwalcowanymi, oprócz spełnienia wymagań 8.2.15.1, powinna spełniać warunek:

$$s \geq 10 + 0,125d \quad (8.2.15.4)$$

Rozwalcowane połączenia rur ze ścianami sitowymi powinny odpowiadać również wymaganiom 8.2.20.6, 8.2.20.7 i 8.2.20.8.

**8.2.15.5** Jeżeli ściany sitowe są wzmocnione przyspawanymi lub rozwalcowanymi rurami odpowiadającymi wymaganom 8.2.20, to obliczenia takich ścian można przeprowadzić według 8.2.12.

### 8.2.16 Dna wypukłe

**8.2.16.1** Grubość den wypukłych pełnych i z otworami, poddanych ciśnieniu od wewnątrz lub z zewnątrz (rys. 8.2.16.1), nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:

$$s = \frac{D_a p y}{4 \sigma \varphi} + c \quad (8.2.16.1)$$

- $s$  – grubość ściany dna [mm],  
 $p$  – ciśnienie obliczeniowe [MPa],  
 $D_a$  – średnica zewnętrzna dna [mm].

Zaoblenie dna należy przyjmować w obrębie nie mniejszym niż  $0,1 D_a$  od zewnętrznej krawędzi cylindrycznej części dna (rys. 8.2.16.1).

- $\varphi$  – współczynnik wytrzymałości (patrz 8.2.6),  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],  
 $y$  – współczynnik kształtu, zależny od stosunku wysokości dna do jego średnicy zewnętrznej i od wartości osłabienia otworami, przyjmowany według tabeli 8.2.16.1; przy pośrednich wartościach  $\frac{h_a}{D}$  i  $\frac{d}{\sqrt{D_a s}}$  wartość  $y$  można określić przez interpolację liniową.

Dla określenia  $y$  z tabeli 8.2.16.1 wartość  $s$  należy przyjąć wstępnie z szeregu grubości znormalizowanych. Ostatecznie przyjęta wartość  $s$  nie powinna być mniejsza od wartości określonej wg wzoru 8.2.16.1.

Dla den eliptycznych i skrzynkowych  $R_W$  jest największym promieniem krzywizny.

**Tabela 8.2.16.1**

Kształt dna	Stosunek $\frac{h_a}{D_a}$	Współczynnik kształtu							
		$y$ – dla rejonu zaoblenia i dla den bez otworów	$y_A$ – dla wypukłej części dna z otworami niewzmocnionymi, odpowiednio do wielkości $\frac{d}{\sqrt{D_a s}}$						$y_c$ – dla wypukłej części dna z otworami wzmocnionymi
			0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	
Wypukłe dna elipsoidalne lub skrzynkowe o $R_W = D_a$	0,20	2,9	2,9	2,9	3,7	4,6	5,5	6,5	2,4
Wypukłe dna elipsoidalne lub skrzynkowe o $R_W = 0,8 D_a$	0,25	2,0	2,0	2,3	3,2	4,1	5,0	5,9	1,8
Wypukłe dna kuliste $R_W = 0,5 D_a$	0,50	1,1	1,2	1,6	2,2	3,0	3,7	4,35	1,1

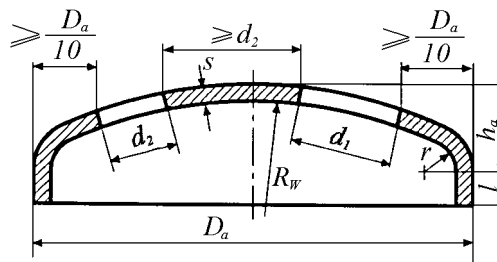
- $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej, który należy przyjmować jako równy:  
 2 mm – przy działaniu ciśnienia od wewnątrz,  
 3 mm – przy działaniu ciśnienia z zewnątrz;  
 dla den o grubości ściany ponad 30 mm naddatek ten może być zmniejszony o 1 mm;  
 $d$  – największa średnica niewzmocnionego otworu, [mm].

Wzór 8.2.16.1 stosuje się, jeżeli są spełnione następujące zależności:

$$\frac{h_a}{D_a} \geq 0,18; \frac{s-c}{D_a} \geq 0,0025; R_W \leq D_a; r \geq 0,1D_a; l \leq 150 \text{ mm},$$

przy czym:  $l \geq 25 \text{ mm}$  dla  $s \leq 10 \text{ mm}$ ,  
 $l \geq 15 + s \text{ [mm]}$  dla  $10 < s \leq 20 \text{ mm}$ ,  
 $l \geq 25 + 0,5 s \text{ [mm]}$  dla  $s > 20 \text{ mm}$ .

Oznaczenie wymiarów elementów dna pokazane jest na rys. 8.2.16.1.



Rys. 8.2.16.1

**8.2.16.2** Za dno bez otworów należy uważać również takie dno, w którym otwory o średnicy nieprzekraczającej  $4s$  i nie większej niż  $100 \text{ mm}$  są rozmieszczone w odległości co najmniej  $0,2D_a$  od zewnętrznej cylindrycznej powierzchni dna. W obrębie zaoblenia mogą znajdować się niewzmocnione otwory o średnicy mniejszej od grubości dna, lecz nieprzekraczającej  $25 \text{ mm}$ .

**8.2.16.3** Grubość ścian wypukłych den komór ogniowych kotłów pionowych może być obliczana jak dla den bez otworów również i w tych przypadkach, gdy przez dno przechodzi króciec kanału dymowego.

**8.2.16.4** Dla den wypukłych poddanych ciśnieniu z zewnątrz, z wyjątkiem den żeliwnych, należy wykonać obliczenia sprawdzające zachowanie kształtu, tj. sprawdzić, czy spełniona jest zależność:

$$\frac{36,6E_T}{R_W^2} \cdot \frac{(s-c)^2}{100p} > 3,3 \quad (8.2.16.4)$$

$E_T$  – moduł sprężystości przy temperaturze obliczeniowej [MPa],

dla stali – patrz tabela 8.2.16.4, dla metali nieżelaznych według uzgodnienia z PRS;

$R_W$  – największy wewnętrzny promień krzywizny [mm].

Pozostałe oznaczenia jak w 8.2.16.1.

**Tabela 8.2.16.4**

Temperatura obliczeniowa $T$ [°C]	20	250	300	400	500
Moduł sprężystości dla stali $E_T$ [MPa]	206 000	186 000	181 000	172 000	162 000

**8.2.16.5** Minimalna grubość ścianek stalowych den wypukłych nie powinna być mniejsza niż  $5 \text{ mm}$ . Dla den wykonanych ze stopów metali nieżelaznych i ze stali nierdzewnych, grubość ta może być zmniejszona po uzgodnieniu z PRS.

**8.2.16.6** Możliwość zastosowania den wypukłych spawanych z części podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.



### 8.2.17 Dna talerzowe

Grubość ściany dna talerzowego bez otworów (rys. 8.2.17), poddanego ciśnieniu od wewnątrz, nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:

$$s = \frac{3Dp}{\sigma} + c \quad (8.2.17)$$

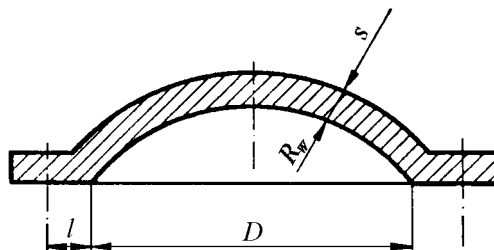
$s$  – grubość ściany [mm],

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],

$D$  – średnica wewnętrzna dna talerzowego, przyjmowana jako równa średnicy wewnętrznej płaszczki [mm],

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

$c$  – nadatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7) [mm].



Rys. 8.2.17

Można stosować dna talerzowe o średnicy wewnętrznej,  $D$ , do 500 mm i dla ciśnień obliczeniowych nie większych niż 1,5 MPa. Promień krzywizny dna,  $R_w$ , powinien być nie większy niż  $1,2D$ , a odległość,  $l$ , nie większa niż  $2s$ .

### 8.2.18 Komory prostokątne

**8.2.18.1** Grubość ścian komór prostokątnych (rys. 8.2.18.1-1) poddanych ciśnieniu od wewnątrz nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:

$$s = \frac{pn}{2,52\sigma\varphi_1} + \sqrt{\frac{4,5Kp}{1,26\sigma\varphi_2}} \quad (8.2.18.1-1)$$

$s$  – grubość ściany [mm],

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],

$n$  – połowa wewnętrznej szerokości boku komory prostopadłego do obliczanego [mm],

$m$  – połowa wewnętrznej szerokości obliczanego boku komory [mm],

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

$\varphi_1$  i  $\varphi_2$  – współczynniki wytrzymałości komór osłabionych otworami, określane w następujący sposób:

$\varphi_1$  – wg wzoru 8.2.6.2.1,

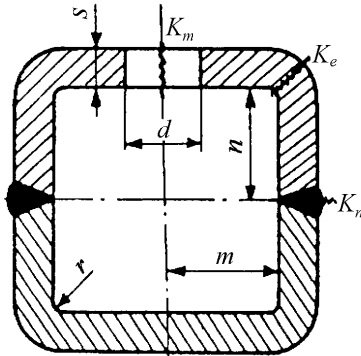
$\varphi_2$  – wg wzoru 8.2.6.2.1, jeżeli  $d < 0,6$  m,

$\varphi_2 = 1 - \frac{0,6m}{a}$ , jeżeli  $d \geq 0,6$  m, (8.2.18.1-2)

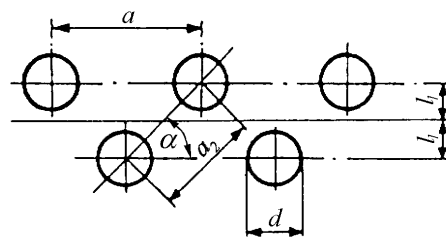
$d$  – średnica otworów, [mm]. Dla otworów owalnych jako  $d$  należy przyjmować ich wymiar mierzony równoległe do osi komory, jednakże do wzorów 8.2.6.2.1 i 8.2.18.1-2 jako  $d$  należy przyjmować wymiar otworów mierzony prostopadle do osi komory.

Przy przemiennym rozstawieniu otworów należy do wzoru 8.2.18.1-2 zamiast  $a$  przyjmować  $a_2$  (rys. 8.2.18.1-2), dla komór prostokątnych ze wzdłużnym łączem spawanym (rys. 8.2.18.1-1) współczynniki wytrzymałości,  $\varphi_1$  i  $\varphi_2$ , należy przyjmować odpowiednio jako równe współczynnikom wytrzymałości złączy spawanych, dobieranym zgodnie z 8.2.6.

Wzdłużne złącza spawane należy w miarę możliwości rozmieszczać na odcinku  $l_1$ , dla którego  $K = 0$ . Jeżeli ściany komory osłabione są w kilku miejscach, to do obliczania należy przyjmować najmniejszą wartość współczynnika wytrzymałości.



Rys. 8.2.18.1-1



Rys. 8.2.18.1-2

$K$  – współczynnik obliczeniowy momentu zginającego w środku ściany bocznej lub w linii środków rzędów otworów, określany wg wzorów:

dla linii środkowej boku komory:

$$K_m = \frac{m^3 + n^3}{3(m+n)} - \frac{m^2}{2} \quad [\text{mm}^2] \quad (8.2.18.1-3)$$

dla rzędów otworów lub wzdłużnych złączy spawanych:

$$K_n = \frac{m^3 + n^3}{3(m+n)} - \frac{m^2 - l_1^2}{2} \quad [\text{mm}^2] \quad (8.2.18.1-4)$$

W przypadku otrzymania ze wzorów wielkości ujemnej należy przyjmować jej wartość bezwzględną; w przypadku rozstawienia otworów w zakosy współczynnik  $K$  należy pomnożyć przez  $\cos \alpha$ ;

$\alpha$  – kąt między skośną linią podziałową otworów i osią komory, [°],

$l_1$  – odległość rozpatrywanego rzędu otworów od linii środkowej boku komory (rys. 8.2.18.1-2), [mm].

**8.2.18.2** Jeżeli, po odrębnym rozpatrzeniu przez PRS, dopuszczone jest zastosowanie komór prostokątnych ze szwem spawanym w narożu, to grubość ściany takich komór nie powinna być mniejsza od grubości obliczonej wg wzoru:

$$s = \frac{p\sqrt{m^2 + n^2}}{2,52\sigma\varphi_1} + \sqrt{\frac{4,5K_e p}{1,26\sigma\varphi_2}} \quad (8.2.18.2-1)$$

$K_e$  – współczynnik obliczeniowy momentu zginającego na krawędzi, [mm<sup>2</sup>], obliczany wg wzoru:

$$K_e = \frac{m^3 + n^3}{3(m+n)} \quad (8.2.18.2-2)$$

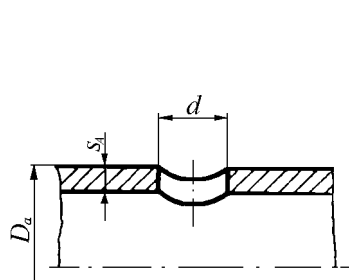
Określenia pozostałych symboli – patrz 8.2.18.1.

**8.2.18.3** Wewnętrzny promień zaokrąglenia naroży komór prostokątnych powinien być nie mniejszy niż 0,33 grubości ściany, lecz nie mniejszy niż 8 mm. Grubość ściany komory z rozwalcowanymi rurami powinna wynosić co najmniej 14 mm. Szerokość mostków między otworami nie powinna być mniejsza niż 0,25 podziałki otworów. Grubość ściany w obrębie zaokrąglenia naroży nie powinna być mniejsza od grubości obliczonej wg wzorów 8.2.18.1-1 i 8.2.18.2-1.

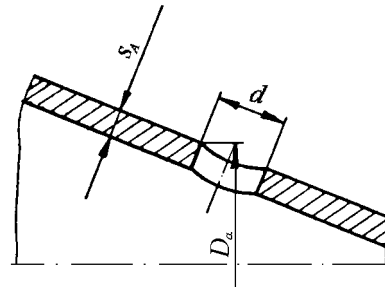
**8.2.19 Otwory w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych oraz w dnach wypukłych**

**8.2.19.1** Rejony otworów powinny być wzmocnione. Dopuszcza się następujące sposoby wzmocnienia:

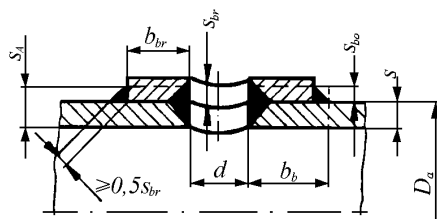
- .1 zwiększenie grubości ściany w stosunku do grubości obliczeniowej (rys. 8.2.19.1-1 i 8.2.19.1-2);
- .2 zastosowanie okrągłych nakładek, połączonych ze wzmocnianą ścianą za pomocą spawania (rys. 8.2.19.1-3 i 8.2.19.1-4);
- .3 zastosowanie przyspawanych elementów rurowych: króćców, tulei itp. (rys. 8.2.19.1-5 do 8.2.19.1-7).



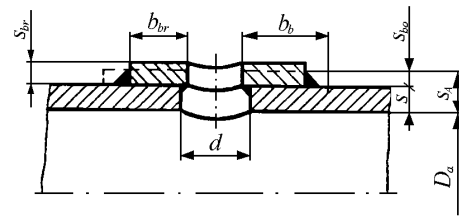
Rys. 8.2.19.1-1



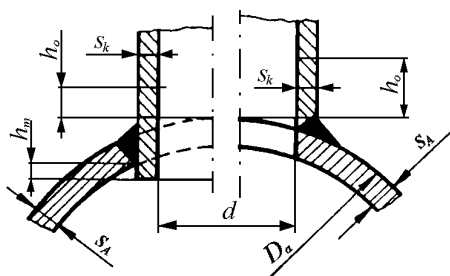
Rys. 8.2.19.1-2



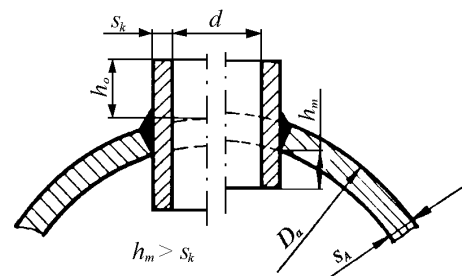
Rys. 8.2.19.1-3



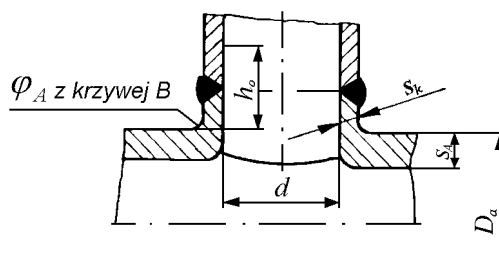
Rys. 8.2.19.1-4



Rys. 8.2.19.1-5



Rys. 8.2.19.1-6



Rys. 8.2.19.1-7

Spawanie wzmocnień otworów pokazane na rys. 8.2.19.1-5 do 8.2.19.1-7 zaleca się wykonywać przy zastosowaniu usuwanej podkładki lub innych sposobów zapewniających uzyskanie odpowiedniego przetopu w złączy spawanym.

**8.2.19.2** Grubości ścian, w których przewidziano otwory, powinny spełniać wymagania podrozdziałów: 8.2.8 i 8.2.9 – dla ścian cylindrycznych, 8.2.10 – dla ścian stożkowych i 8.2.16 – dla den wypukłych.

**8.2.19.3** Materiały wzmocnianej ściany i wzmocnień powinny w miarę możliwości mieć jednako-  
we własności wytrzymałościowe. Jeżeli własności elementów wzmocniających są niższe od  
własności wytrzymałościowych wzmocnianej ściany, to powierzchnia przekroju elementów  
wzmocniających powinna być odpowiednio zwiększona.

Należy zapewnić właściwe połączenie wzmocnień ze wzmocnianą ścianą.

**8.2.19.4** Otwory w ścianach powinny być oddalone od złączy spawanych o co najmniej 3 gru-  
bości ściany, lecz nie mniej niż o 50 mm. Rozmieszczenie otworów w odległości od złączy mniej-  
szej niż 50 mm podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.19.5** Rozmiar otworów nie powinien przekraczać 500 mm. Zastosowanie otworów o roz-  
miarach większych niż 500 mm i sposób wzmocnienia konstrukcji w ich rejonie podlega odręb-  
nemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.19.6** Grubość ścian elementów rurowych (króćców, tulei) przyspawanych do ścian kotłów,  
zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła nie powinna być w zasadzie mniejsza niż 5 mm.  
Stosowanie takich elementów ze ścianami cieńszymi niż 5 mm podlega odrębnemu rozpatrzeniu  
przez PRS.

**8.2.19.7** Wzmocnienie rejonu otworu może być osiągnięte przez zwiększenie grubości ściany  
ponad grubość obliczeniową. W takim przypadku zwiększona grubość ściany,  $s_A$ , nie powinna być  
mniejsza od grubości określonej wg wzorów:

dla ścian cylindrycznych:

$$s_A = \frac{pD_a}{2\sigma\varphi_A+p} + c \quad (8.2.19.7-1)$$

dla ścian kulistych:

$$s_A = \frac{pD_a}{4\sigma\varphi_A+p} + c \quad (8.2.19.7-2)$$

dla ścian stożkowych:

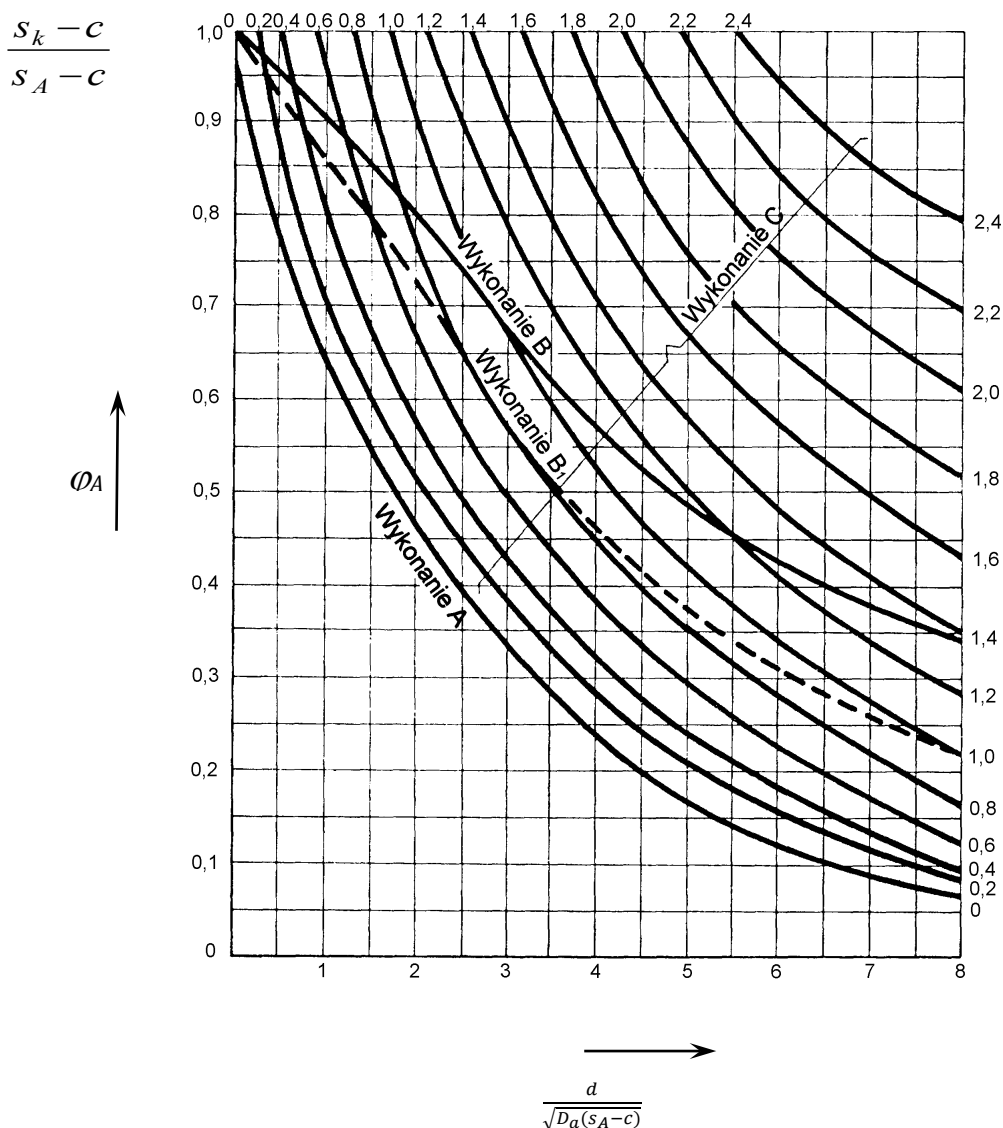
$$s_A = \frac{pD_a}{(2\sigma\varphi_A-p)\cos\alpha} + c \quad (8.2.19.7-3)$$

$s_A$  – wymagana grubość ściany niewzmocnionej usztywnieniami [mm],

$\varphi_A$  – współczynnik wytrzymałości wzmocnianej ściany osłabionej otworem, określany w zależ-  
ności od wielkości bezwymiarowego parametru  $\frac{d}{\sqrt{D_a(s_A-c)}}$  z krzywej wykonania A (wykres  
8.2.19.7); należy przy tym dla określenia tego parametru przyjmować wielkość  $s_A$  obliczoną  
wg wzorów 8.2.19.7-1 do 8.2.19.7-3,

$d$  – średnica otworu (wewnętrzna średnica króćca, tulei) lub wymiar w kierunku wzdłużnym  
osi otworu owalnego lub eliptycznego [mm].

Określenia pozostałych symboli – patrz 8.2.8.2 i 8.2.10.1.



Wykres 8.2.19.7

**8.2.19.8** W przypadku wzmacniania rejonu otworów w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych okrągłymi nakładkami, wymiary ich należy określać wg wzorów:

$$b_b = \sqrt{D_a(s_A - c)} \quad (8.2.19.8-1)$$

$$s_{bo} \geq s_A - s_r \quad (8.2.19.8-2)$$

$b_b$  – największa efektywna szerokość nakładki (rys. 8.2.19.1-3 i 8.2.19.1-4) [mm],

$s_{bo}$  – wysokość (grubość) nakładki (rys. 8.2.19.1-3 i 8.2.19.1-4) [mm],

$s_A$  – łączna grubość wzmacnianej ściany i nakładki, określana zgodnie z 8.2.19.7 [mm],

$s_r$  – rzeczywista grubość wzmacnianej ściany [mm].

Określenia pozostałych symboli – patrz 8.2.19.7.

W przypadku zastosowania nakładki o rzeczywistej szerokości mniejszej od szerokości wynikającej z 8.2.19.8-1, grubość nakładki powinna być odpowiednio zwiększona, zgodnie ze wzorem:

$$s_{br} \geq s_{bo} \frac{1 + \frac{b_b}{b_{br}}}{2} \quad (8.2.19.8-3)$$

$s_{br}$  – rzeczywista wysokość (grubość) nakładki, [mm],  
 $b_{br}$  – rzeczywista szerokość nakładki, [mm].

Wysokość spoiny mocującej nakładkę na ścianie nie powinna być mniejsza niż 0,5  $s_{br}$  (rys. 8.2.19.1-3).

**8.2.19.9** Przyspawane elementy rurowe, stosowane do wzmocnienia rejonu otworów w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych, powinny mieć wymiary nie mniejsze niż wymiary określone poniżej:

- .1 Grubość ściany,  $s_k$ , wzmocnienia rurowego (króćca, tulei itp.), [mm] należy określać w zależności od bezwymiarowego parametru:

$$\frac{d}{\sqrt{D_a(s_A - c)}} \quad (8.2.19.9.1-1)$$

i współczynnika wytrzymałości,  $\varphi_A$ , z krzywej wykonania,  $C$ , na wykresie 8.2.19.7. Zamiast wielkości  $\varphi_A$  i  $s_A$  na wykresie 8.2.19.7 należy przyjąć wielkości  $\varphi_r$  i  $s_r$ , które w tym przypadku oznaczają:

$s_r$  – rzeczywista grubość ściany, [mm],  
 $\varphi_r$  – rzeczywisty współczynnik wytrzymałości ściany o grubości  $s_r$ , określane przy pomocy wzorów 8.2.8.2-1, 8.2.8.2-2, 8.2.8.3-1, 8.2.8.3-2 i 8.2.10.1.2 przez ich przekształcenie dla obliczenia wielkości  $\varphi$ .

Przy pomocy odczytanego z wykresu 8.2.19.7 stosunku:

$$\frac{s_k - c}{s_A - c} \quad (8.2.19.9.1-2)$$

należy określić najmniejszą grubość,  $s_k$ , króćca lub tulei, [mm]. W stosunku tym jako  $s_A$  należy przyjmować rzeczywistą grubość  $s_r$ .

- .2 Minimalną obliczeniową wysokość,  $h_0$ , wzmocnienia rurowego (króćca, tulei, rury), [mm] należy określać wg wzoru:

$$h_0 = \sqrt{d(s_k - c)} \quad (8.2.19.9.2-1)$$

W przypadku zastosowania wzmocnienia rurowego o rzeczywistej wysokości  $h_r$  mniejszej od wysokości wynikającej z 8.2.19.9.2-1, grubość  $s_k$  powinna być odpowiednio zwiększona, zgodnie ze wzorem:

$$s_{kr} = s_k \frac{h_0}{h_r} \quad (8.2.19.9.2-2)$$

**8.2.19.10** Wymiary wzmocnień rejonów otworów w dnach wypukłych powinny być określone w następujący sposób:

- .1 W przypadku wzmocnienia przez zwiększenie grubości ściany należy we wzorze 8.2.16.1 zamiast współczynnika  $y$  przyjąć współczynnik  $y_A$ , określony w tabeli 8.2.16.1.
- .2 W przypadku zastosowania okrągłych nakładek wymiary tych nakładek powinny być określone zgodnie z 8.2.19.8, przy czym łączną grubość wmacnianej ściany,  $s_A$ , należy określać wg wzoru:

$$s_A = \frac{p(R_w + s)y_0}{2\sigma\varphi_A} + c \quad (8.2.19.10.2)$$

$R_w$  – promień krzywizny wewnętrznej dna w rejonie otworu, [mm],  
 $y_0$  – współczynnik kształtu, określane z tabeli 8.2.16.1.

Pozostałe symbole – patrz 8.2.16.1 i 8.2.19.7.

- .3 W przypadku otworów ze wzmocnieniami rurowymi wymiary tych wzmocnień należy określać zgodnie z 8.2.19.9, z tym że w bezwymiarowym parametrze:

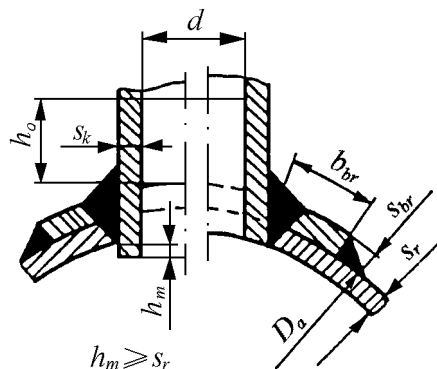
$$\frac{d}{\sqrt{D_a(s-c)}}$$

należy zamiast  $D_a$  podstawić wartość  $2(0,5D_a + s)$ , a rzeczywisty współczynnik wytrzymałości,  $\varphi$ , ściany dna o grubości  $s$  należy obliczać wg wzoru 8.2.16.1 dla  $\varphi$ , przyjmując  $\varphi = \varphi_A$ ,  $y = y_0$  i  $s = s_A$  (patrz 8.2.16.1).

**8.2.19.11** Dla przelotowych wzmocnień rurowych, których wewnętrzna wystająca część  $h_m \geq s_r$  (rys. 8.2.19.1-5 i 8.2.19.1-6), grubość ściany elementu rurowego może być zmniejszona o 20%, lecz nie może być mniejsza od grubości wymaganej dla ciśnienia obliczeniowego.

**8.2.19.12** Stosunek grubości ściany rurowego elementu wzmacniającego,  $s_k$ , do grubości ściany wzmacnianej,  $s$ , nie powinien być większy niż 2,4. Jeżeli ze względów konstrukcyjnych stosunek ten będzie większy od 2,4, to należy przyjąć w obliczeniach grubość elementu rurowego,  $s_k$ , nie większą niż 2,4 grubości ściany wzmacniającej.

**8.2.19.13** Okrągłe nakładki i rurowe elementy wzmacniające mogą być także stosowane razem jako wzmocnienia (rys. 8.2.19.13). W takim przypadku wymiary elementów wzmacniających powinny być określone z równoczesnym uwzględnieniem wymagań odnoszących się do wzmocnień nakładkami i wzmocnień elementami rurowymi.



Rys. 8.2.19.13

**8.2.19.14** Dla króćców wytłaczanych ze ściany wzmacnianej (rys. 8.2.19.1-7) grubość ściany,  $s_A$ , nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzorów 8.2.19.7-1 do 8.2.19.10.2.

Występujący w tych wzorach współczynnik  $\varphi_A$  – współczynnik wytrzymałości ściany osłabionej króćcem wytłaczanym – należy określać na podstawie wykresu 18.2.19.7 w następujący sposób:

dla  $\frac{d}{D_a} \leq 0,4$  – z krzywej wykonania  $B$ ,

dla  $\frac{d}{D_a} = 1,0$  – z krzywej wykonania  $B_1$ ,

dla  $0,4 < \frac{d}{D_a} < 1,0$  – przez interpolację krzywych  $B$  i  $B_1$ .

Wykresy krzywych  $B$  i  $B_1$  – patrz rys. 8.2.19.7.

Grubość ściany,  $s_k$ , w wyobleniu wytłaczanego króćca nie powinna być mniejsza od grubości określonej wg wzoru:



$$s_k \geq s_A \frac{d}{D_a} \quad [\text{mm}] \quad (8.2.19.14)$$

i nie może być mniejsza niż grubość ściany wymagana dla ciśnienia obliczeniowego.

**8.2.19.15** Wpływu otworów sąsiednich można nie uwzględniać, jeżeli spełniony będzie warunek:

$$(l + s_{kr1} + s_{kr2}) \geq 2\sqrt{D_a(s_r - c)} \quad (8.2.19.15-1)$$

$(l + s_{kr1} + s_{kr2})$  – odległość między dwoma otworami sąsiednimi (rys. 8.2.19.15-1 i 8.2.19.15-2) [mm],

$D_a$  – średnica zewnętrzna wzmocnionej ściany [mm],

$s_r$  – rzeczywista grubość wzmocnionej ściany [mm],

$c$  – nadatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7) [mm].

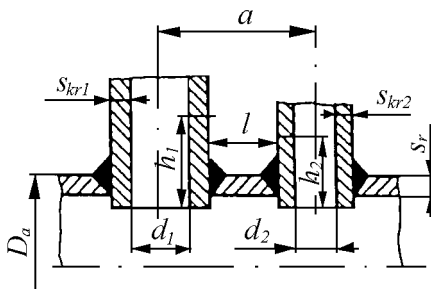
Jeżeli odległość  $(l + s_{kr1} + s_{kr2}) < \sqrt{D_a(s_r - c)}$ , to należy sprawdzić wielkość naprężenia powstającego na skutek działania ciśnienia obliczeniowego w przekroju ściany między otworami. Wzdłużne i poprzeczne naprężenia w tym przekroju nie powinny być większe od wielkości określonej z zależności:

$$\frac{F}{f_c} \leq \sigma \quad (8.2.19.15-2)$$

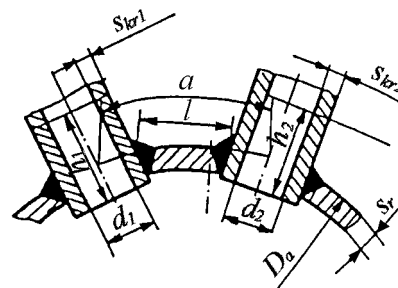
$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

$F$  – siła spowodowana ciśnieniem obliczeniowym, działająca na powierzchnię przekroju między otworami (patrz 8.2.19.16) [N],

$f_c$  – pole przekroju między otworami (patrz 8.2.19.17) [mm<sup>2</sup>].



Rys. 8.2.19.15-1



Rys. 8.2.19.15-2

**8.2.19.16** Siłę spowodowaną ciśnieniem obliczeniowym, działającą na powierzchnię przekroju między dwoma otworami, należy określać stosując wzory:

.1 dla otworów rozmieszczonych wzdłuż ścian cylindrycznych:

$$F_a = \frac{Dpa}{2} \quad [\text{N}] \quad (8.2.19.16.1)$$

.2 dla otworów rozmieszczonych na okręgu ścian cylindrycznych lub stożkowych oraz w ścianach kulistych:

$$F_b = \frac{Dpa}{4} \quad [\text{N}] \quad (8.2.19.16.2)$$

.3 dla otworów w dnach wypukłych:

$$F_b = \frac{R_B p a y}{2} \quad [\text{N}] \quad (8.2.19.16.3-1)$$

$a$  – odległość między dwoma sąsiednimi otworami na okręgu (podziałka), mierzona po zewnętrznej stronie, jak pokazano na rys. 8.2.19.15-2 [mm],

$D$  – średnica wewnętrzna (dla ścian stożkowych mierzona w środku otworu) [mm],

- $p$  – ciśnienie obliczeniowe [MPa],  
 $R_B$  – wewnętrzny promień krzywizny (patrz 8.2.19.10) [mm],  
 $y$  – współczynnik kształtu (patrz 8.2.16.1).

Przy rozmieszczeniu otworów w ścianie cylindrycznej w rzędach skośnych działającą siłę,  $F$ , należy obliczać wg wzoru 8.2.19.16.2, a otrzymany wynik mnożyć przez współczynnik:

$$K = 1 + \cos^2 \alpha \quad (8.2.19.16.3-2)$$

$\alpha$  – kąt nachylania rzędu otworów do kierunku wzdłużnego, w stopniach.

**8.2.19.17** Powierzchnię przekroju ściany między dwoma sąsiednimi otworami dla wzmocnień elementami rurowymi należy określać wg wzoru:

$$f_c = l(s - c) + 0,5[h_1(s_{kr1} - c) + h_2(s_{kr2} - c)] \text{ [mm}^2] \quad (8.2.19.17-1)$$

$h_1$  i  $h_2$  – wysokość wzmocnień, [mm], obliczona wg wzorów:

dla wzmocnień nieprzelotowych

$$h_{1,2} = h_0 + s \quad (8.2.19.17-2)$$

dla wzmocnień przelotowych

$$h_{1,2} = h_0 + s + h_m \quad (8.2.19.17-3)$$

$l$  – szerokość mostka między dwoma sąsiednimi otworami (rys. 8.2.19.15-1 i 8.2.19.15-2) [mm],

$s$  – grubość wzmocnianej ściany [mm],

$s_{kr1}$  i  $s_{kr2}$  – grubość ścianek rurowych elementów wzmocniających (rys. 8.2.19.15-1 i 8.2.19.15-2) [mm],

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7),

$h_0$  – wysokość obliczeniowa wzmocnienia rurowego (wzór 8.2.19.9.2-1) [mm],

$h_m$  – wysokość wzmocnienia rurowego wystająca do wnętrza (patrz rys. 8.2.19.1-5, 8.2.19.1-6 i 8.2.19.13) [mm].

Dla otworów wzmocnianych odmiennie (wzmocnienia kombinowane, wzmocnienia nakładkami itp.)  $f_c$  należy obliczać w taki sam sposób.

**8.2.19.18** Dla króćców wytłaczanych rozmieszczonych w jednym rzędzie należy sprawdzić, czy współczynnik wytrzymałości,  $\varphi$ , ścian osłabionych otworami, obliczony dla danego rzędu ze wzoru 8.2.6.2.1, nie jest mniejszy od współczynnika wytrzymałości,  $\varphi_A$ , określonego z krzywych wykonania,  $B$  i  $B_1$ , na wykresie 8.2.19.7. W przypadku  $\varphi < \varphi_A$  dla określenia grubości ściany zgodnie z 8.2.19.14 należy przyjąć wartość współczynnika  $\varphi$ .

Wymaganie to odnosi się również do króćców przyspawanych rozmieszczonych w jednym rzędzie, których grubość ścian określona jest tylko dla ciśnienia działającego od wewnątrz.

## 8.2.20 Ściąg

**8.2.20.1** Pole przekroju poprzecznego długich i krótkich ściągów, kątowników i rur ściągowych poddanych rozciąganiu lub ścisaniu nie powinno być mniejsze od pola określonego wg wzoru:

$$f = \frac{pf_s}{\sigma \cos \alpha} \quad (8.2.20.1)$$

$f$  – pole przekroju poprzecznego jednego ściągu [mm<sup>2</sup>],

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2) [MPa],

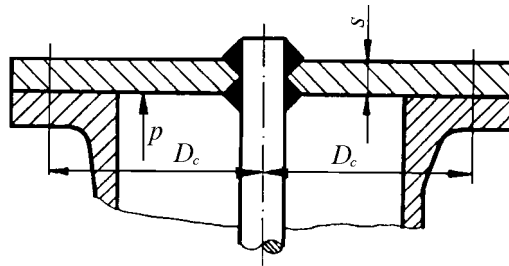
$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [MPa],

$\alpha$  – kąt pomiędzy węzłówką i wzmocnianą ścianą, [°] (rys. 8.2.12.1-3),

$f_s$  – największy wycinek powierzchni wzmocnianej ściany przypadający na jeden ściąg, [mm<sup>2</sup>]. Wycinek ten jest ograniczony prostymi poprowadzonymi pod kątem prostym przez środki odcinków łączących oś rozpatrywanego ściągu z sąsiednimi punktami wzmocnionymi (ściągami). Pole powierzchni przekroju ściągów i rur znajdujących się w obrębie tego wycinka może być obliczone na podstawie pola powierzchni przypadającego na jeden ściąg.

**8.2.20.2** W celu określenia dopuszczalnych naprężeń zginających dla ściągów poddawanych zginaniu należy przyjmować współczynnik bezpieczeństwa nie mniejszy niż 2,25.

**8.2.20.3** Przy stosowaniu den z pojedynczym ściągami wzmocniającym (rys. 8.2.20.3) ściąg ten należy obliczyć w taki sposób, aby mógł on przyjąć co najmniej 0,5 obciążenia, jakiemu poddane jest dane dno. Grubość ściany takiego dna powinna odpowiadać wymaganiom określonym w 8.2.12.1.



Rys. 8.2.20.3

**8.2.20.4** Grubości ścian płomieniówek zwykłych i ściągowych nie powinny być mniejsze od podanych w tabeli 8.2.20.4.

Grubość ścian płomieniówek ściągowych o średnicy większej od 70 mm powinna wynosić co najmniej:

- 6 mm – dla płomieniówek zewnętrznych,
- 5 mm – dla płomieniówek wewnętrznie pękających rur.

**Tabela 8.2.20.4**

Zewnętrzna średnica rur, [mm]	Grubość ściany rury, [mm]			
	3,0	3,5	4,0	4,5
Najwyższe ciśnienie robocze, [MPa]				
50	1,10	1,85	–	–
57	1,00	1,65	–	–
63,5	0,90	1,50	2,10	–
70	0,80	1,35	1,90	–
76	0,75	1,25	1,75	2,25
83	–	1,15	1,60	2,10
89	–	1,05	1,50	1,90

**8.2.20.5** Pole przekroju spoiny łączącej przyspawane ściągi powinno spełniać zależność:

$$\frac{\pi d_a e}{f} \geq 1,25 \quad (8.2.20.5)$$

- $d_a$  – średnica ściągu, a dla rur – średnica zewnętrzna [mm],
- $e$  – grubość spoiny (rys. lp. 5.1 do 5.3 z Załącznika 1) [mm],
- $f$  – pole przekroju poprzecznego ściągu (patrz 8.2.20.1) [mm<sup>2</sup>].

**8.2.20.6** Dla rur rozwalcowanych długość rozwalcowania w ścianie sitowej nie powinna być mniejsza niż 12 mm. Przy rozwalcowanych połączeniach dla ciśnień roboczych przekraczających 1,6 MPa należy przewidzieć rowki uszczelniające.

**8.2.20.7** Należy sprawdzić połączenia rozwalcowane rur w ścianie sitowej na działanie siły poosiowej. Połączenie to uważa się za wystarczające, jeżeli wartość określona wg wzoru:

$$\frac{pf_s}{20sl} \quad (8.2.20.7)$$

wynosi nie więcej niż:

- 15 – dla połączeń gładkich,
- 30 – dla połączeń z rowkami uszczelniającymi,
- 40 – dla połączeń z wywiniętą krawędzią,
- $s$  – grubość ścianki rury, [mm],
- $l$  – długość rozwalcowania, [mm].

Pozostałe symbole – patrz 8.2.20.1.

We wszystkich przypadkach należy przyjmować długość rozwalcowania,  $l$ , nie większą niż 40 mm.

**8.2.20.8** Długość rozwalcowania rur gładkich powinna być nie mniejsza od długości określonej wg wzoru:

$$l = \frac{pf_s K_r}{q} \quad [\text{mm}] \quad (8.2.20.8-1)$$

gdzie:

- $K_r$  = 5,0 – współczynnik bezpieczeństwa złącza rozwalcowanego,
- $pf_s$  – patrz 8.2.20.1.
- $q$  – wytrzymałość połączenia rury na 1 mm długości rozwalcowania, [N/mm], określona doświadczalnie z zależności:

$$q = \frac{F}{l_1} \quad [\text{N/mm}] \quad (8.2.20.8-2)$$

gdzie:

- $F$  – siła poosiowa niezbędna do wyciągnięcia zawalcowanej rury ze ściany sitowej, [N],
- $l_1$  – długość rozwalcowania rury użytej do doświadczalnego określenia wartości  $q$ .

### 8.2.21 Belki stropowe

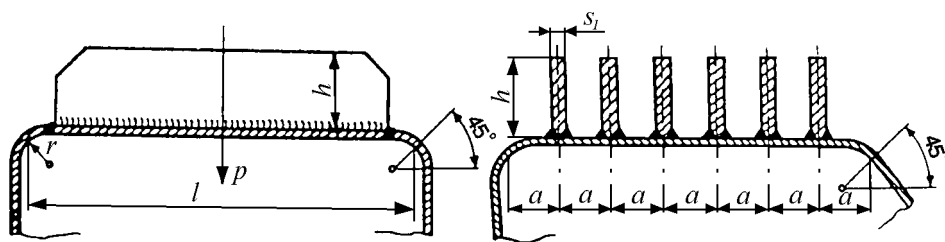
Wskaźnik wytrzymałości na zginanie belek stropowych o przekroju prostokątnym nie powinien być mniejszy od wskaźnika określonego wg wzoru:

$$W = \frac{1000M}{1,3\sigma Z} \quad (8.2.21-1)$$

- $W$  – wskaźnik wytrzymałości na zginanie przekroju jednej belki [mm<sup>3</sup>],
- $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5) [Mpa],
- $Z$  – współczynnik sztywności wzmacnianej ściany; dla konstrukcji przedstawionej na rys. 8.2.21  $Z = 1,33$ ,
- $M$  – moment zginający jednej belki stropowej [Nm], dla przekroju prostokątnego określany wg wzoru:

$$M = \frac{pal^2}{8000} \quad (8.2.21-2)$$

- $l$  – długość obliczeniowa belki [mm] (rys. 8.2.21),
- $p$  – ciśnienie obliczeniowe [Mpa],
- $a$  – odległość pomiędzy osiami sąsiednich belek [mm],



Rys. 8.2.21

$s_1$  – szerokość belki [mm] (rys. 8.2.21),

$h$  – wysokość belki stropowej, która nie powinna być większa niż  $8s_1$  [mm] (rys. 8.2.21).

## 9 KOTŁY

### 9.1 Konstrukcja kotła

**9.1.1** Konstrukcja kotłów powinna zapewniać niezawodność ich działania w warunkach określonych w punkcie 1.16 z Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych.

**9.1.2** Ulegająca zmniejszeniu podczas gięcia grubość ścian rur nie powinna być mniejsza od obliczeniowej.

**9.1.3** Należy unikać stosowania ściąгов długich i krótkich oraz rur ściągowych w miejscach, gdzie będą narażone na obciążenia zginające i ścinające. Ściąg, ścianki wytrzymałościowe, wzmocnienia itp. nie powinny mieć niepełnych zmian przekrojów poprzecznych.

Na końcach ściąгов krótkich należy wykonywać otwory kontrolne – patrz rys. lp. 5.3 z Załącznika 1.

**9.1.4** Odstęp między osiami ściąгов krótkich, wzmacniających ściany narażone na działanie płomieni i gazów o wysokiej temperaturze, nie powinien przekraczać 200 mm.

**9.1.5** W kotłach płomieniówkowych węzłówki powinny znajdować się w odległości co najmniej 200 mm od płomienic. Wzmocnienia płaskich ścian za pomocą przyspawanych belek należy wykonywać w taki sposób, aby w miarę możliwości obciążenie przenosiło się bezpośrednio na korpus kotła lub na jego najbardziej sztywne elementy.

**9.1.6** Odległość między płomienicami i korpusem kotła powinna wynosić co najmniej 100 mm, a między dwoma płomienicami co najmniej 120 mm.

**9.1.7** Króćce instalowane na kotle powinny być sztywne i jak najkrótsze (o długości wystarczającej do zamocowania i zdjęcia armatury bez usuwania izolacji). Króćce nie powinny być narażone na działanie nadmiernych sił zginających, a w niezbędnych przypadkach należy je wzmocnić odpowiednimi usztywnieniami.

**9.1.8** Kołnierze przeznaczone do mocowania armatury i rurociągów oraz króćce i tuleje przechodzące na wylot przez ściany kotła należy spawać, przy czym zaleca się spawanie obustronne. Króćce można spawać jednostronnie przy zastosowaniu podkładki lub w inny sposób zapewniający przetop na całej grubości ściany kotła.

**9.1.9** Walczaki i kolektory o grubości ścian powyżej 20 mm oraz kolektory przegrzewaczy pary powinny być chronione przed bezpośrednim promieniowaniem cieplnym, jeżeli nie są spełnione warunki określone w 8.2.3.4.

Zaleca się, aby kanały spalinowe pionowych kotłów płomieniówkowych, przechodzące przez przestrzeń parową, były chronione przed bezpośrednim działaniem gazów o wysokiej temperaturze.

**9.1.10** W przypadku stosowania niemetalowych uszczelek pokryw włączów i innych otworów, konstrukcja ich powinna umożliwić wyciskanie uszczelek.

**9.1.11** Należy zastosować środki konstrukcyjne eliminujące możliwość parowania wody zasilającej w obrębie podgrzewacza.

**9.1.12** Na widocznym miejscu na kotle powinna być umocowana firmowa tabliczka z jego danymi znamionowymi.

**9.1.13** Elementy mocujące na kotłach, z wyjątkiem elementów nieobciążonych, nie powinny być spawane bezpośrednio do ścian kotłów, lecz należy je mocować do przyspawanych nakładek.

**9.1.14** Rury rozwalcowane w kolektorach i ścianach sitowych powinny być bez szwu.

**9.1.15** Kotły z rurami ożebrowanymi powinny być dostępne do oględzin od strony ogniowej i należy wyposażyć je w skutecznie działające zdmuchiwalne sady.

## **9.2 Osprzęt kotła – wymagania ogólne**

**9.2.1** Całą armaturę kotłową należy instalować na przyspawanych specjalnych króćcach lub nakładkach i mocować do nich, w zasadzie, złączami kołnierzowymi. Gwinty śrub dwustronnych powinny wchodzić w przyspawaną nakładkę na długość nie mniejszą niż średnica zewnętrzna gwintu. Armatura o średnicy przelotu do 15 mm może mieć złącza gwintowane.

Konstrukcja przyspawanych nakładek i króćców powinna odpowiadać wymaganiom podrozdziału 8.2.19.

**9.2.2** Pokrywy zaworów powinny być przymocowane do korpusów przy pomocy śrub. Złącza śrubunkowe zaworów mogą być stosowane do średnicy przelotu 32 mm pod warunkiem niezawodnego zabezpieczenia ich przed samoodkręceniem.

**9.2.3** Zawory i kurki powinny mieć wskaźniki położenia „otwarty – zamknięty”. Stosowanie takich wskaźników nie jest wymagane, jeżeli konstrukcja armatury umożliwia bezpośrednio stwierdzenie, czy jest ona otwarta czy zamknięta.

Zawory powinny mieć taką konstrukcję, aby zamykały się przez obrót pokręteł zgodny z ruchem wskazówek zegara.

## **9.3 Zawory zasilające**

**9.3.1** Każdy kocioł główny i ważny kocioł pomocniczy powinien mieć co najmniej dwa zawory zasilające. Inne kotły pomocnicze oraz kotły na gazy odlotowe mogą mieć po jednym zaworze zasilającym.

**9.3.2** Zawory zasilające powinny być typu zwrotnego. Między zaworem zasilającym i kotłem należy umieścić zawór zaporowy. Zawory zwrotny i zaporowy mogą znajdować się w jednym korpusie. Zawór zaporowy należy umieścić bezpośrednio na kotle.

**9.3.3** Wymagania dotyczące instalacji wody zasilającej zawarte są w rozdziale 13 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

## **9.4 Wodowskazy**

**9.4.1** Na każdym kotle, w którym istnieje swobodna powierzchnia wody (powierzchnia odparowywania) należy zastosować co najmniej dwa niezależne od siebie wodowskazy ze szklami refleksyjnymi (patrz 9.4.3).

Po uzgodnieniu z PRS jeden z nich może być zastąpiony:

- odpowiednim urządzeniem zabezpieczenia i sygnalizacji dolnego i górnego poziomu wody (przy czym wskazania czujników zabezpieczenia i sygnalizacji powinny być niezależne) lub
- obniżonym, zdalnym, niezależnym wodowskazem uznanego typu.

Kotły o wydajności wynoszącej mniej niż 750 kg/h, a także wszystkie ogrzewane parą wytwornice pary i kotły na gazy odlotowe z wolną powierzchnią wody oraz zbiorniki pary (oddzielacze pary) mogą być wyposażone w pojedyncze wodowskazy ze szkłem refleksyjnym.



**9.4.2** Dla kotłów z wymuszoną cyrkulacją należy zamiast wodowskazów zastosować dwa niezależne urządzenia sygnalizujące niedostateczny obieg wody. Instalacja drugiego urządzenia sygnalizującego nie jest wymagana, jeżeli na kotle zamontowane są układy kontrolne w zakresie wymienionym w lp. 4.2 i 4.3 tabeli 21.3.1-1 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania. Powyższe nie dotyczy kotłów na gazy odlotowe.

**9.4.3** Szkła wodowskazów powinny być płaskie i refleksyjne. Dla kotłów o ciśnieniu roboczym od 3,2 MPa wzwyż zamiast szkieł należy stosować zestawy płytek z miki lub gładkie szkła z przekładką z miki, chroniące szkło przed wpływem wody i pary, lub inne materiały odporne na działanie wody kotłowej.

**9.4.4** Wodowskazy należy montować pionowo z przodu kotła, możliwie blisko płaszcza kotła oraz w możliwie małej i równej odległości od pionowej płaszczyzny symetrii walczaka.

**9.4.5** Wodowskazy należy wyposażyć po stronie pary i wody w armaturę zaporową. Armaturę tę należy wyposażyć w urządzenia do bezpiecznego odłączania wodowskazu w przypadku pęknięcia szkła wodowskazowego.

**9.4.6** Powinna istnieć możliwość oddzielnego przedmuchiwania części wodnej i parowej wodowskazów. Zawory do przedmuchiwania powinny mieć średnicę przelotu nie mniejszą niż 8 mm. Konstrukcja głowic wodowskazów powinna być taka, aby materiał uszczelniający nie mógł się dostać do wodowskazu pod wpływem ciśnienia panującego w kotle i aby wymiana szkieł mogła być dokonywana podczas pracy kotła.

**9.4.7** Wodowskazy należy instalować w taki sposób, aby dolna krawędź wycięcia w ramce wodowskazu znajdowała się co najmniej 50 mm poniżej najniższego poziomu wody w kotle, przy czym środek wycięcia w ramce wodowskazu (środek części przeziernikowej) powinien znajdować się powyżej najniższego poziomu wody w kotle.

**9.4.8** Wodowskazy powinny być połączone z kotłem przy pomocy króćców przeznaczonych tylko do tego celu. Wewnątrz kotła nie należy instalować żadnych rur prowadzących do króćców wodowskazów. Króćce te powinny być chronione przed wpływem gorących gazów i promieniowania cieplnego oraz przed intensywnym chłodzeniem.

Jeżeli szkła umieszczone są na drążonych korpusach, to przestrzeń wewnętrzna takiego wodowskazu powinna być rozdzielona przegródkami.

Na wodowskazach i ich króćcach nie należy umieszczać odgałęzień do innych celów.

**9.4.9** Króćce służące do połączenia wodowskazów z kotłem powinny mieć średnicę wewnętrzną nie mniejszą niż:

32 mm – w przypadku króćców wygiętych przy kotłach głównych,

20 mm – w przypadku króćców prostych przy kotłach głównych i króćców wygiętych przy kotłach pomocniczych,

15 mm – w przypadku króćców prostych przy kotłach pomocniczych.

**9.4.10** Konstrukcja, wymiary, liczba, usytuowanie i oświetlenie wodowskazów powinny być takie, aby zapewniona była dobra widoczność i bezbłędna kontrola poziomu wody w kotle. W przypadku niedostatecznej widoczności poziomu wody w wodowskazach, niezależnie od wysokości ich usytuowania, oraz w przypadku zdalnego sterowania urządzeniami kotłów należy na stanowiskach sterowania zainstalować niezawodnie działające wodowskazy odległościowe (obniżone) lub urządzenia wodowskazowe innego typu, uznane przez PRS. Wymaganie to nie dotyczy kotłów utylizacyjnych i ich zbiorników pary.

**9.4.11** Błąd wskazań odległościowych wodowskazów kotła nie powinien być większy niż  $\pm 20$  mm w stosunku do wskazań wodowskazów zainstalowanych bezpośrednio na kotle, a różnica równoczesnych wskazań między nimi przy największej możliwej szybkości zmian poziomu nie powinna przekraczać 10% odległości między dolnym i górnym poziomem.

## **9.5 Wskaźniki najniższego poziomu wody i najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej**

**9.5.1** Na każdym kotle, w którym istnieje wolna powierzchnia wody (powierzchnia odparowania), najniższy poziom wody w kotle powinien być oznaczony kreską na ramce lub korpusie wodowskazu. Oprócz tego najniższy poziom wody należy oznaczyć na specjalnej tabliczce kreską poziomą i napisem „najniższy poziom wody”. Tabliczkę należy przymocować do korpusu kotła w pobliżu wodowskazów.

Kreska oznaczająca najniższy poziom wody oraz tabliczka nie powinny być zakrywane izolacją.

**9.5.2** Najniższy poziom wody w kotle powinien w każdym przypadku znajdować się co najmniej 150 mm ponad najwyższym punktem powierzchni ogrzewalnej. Odległość ta powinna utrzymywać się również przy przechylenie statku do  $5^\circ$  na każdą burtę i przy wszelkich możliwych, w normalnych warunkach eksploatacji, przegłębieniach statku.

W przypadku kotłów o wydajności wynoszącej mniej niż 750 kg/h, podana wyżej najmniejsza odległość od najniższego poziomu wody do najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej może być zmniejszona do 125 mm.

**9.5.3** Jako najwyższy punkt powierzchni ogrzewalnej kotłów opłomkowych należy przyjmować górną krawędź najwyższej umieszczonych rur opadowych.

Umieszczenie najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej pionowych kotłów płomieniówkowych, w których płomieniówki i kanały spalinowe przechodzą przez przestrzeń parową, podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**9.5.4** Na ścianie każdego kotła płomieniówkowego, w pobliżu tabliczki z oznakowaniem najniższego poziomu wody, należy przymocować tabliczkę z oznakowaniem położenia najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej i z napisem „najwyższy punkt powierzchni ogrzewalnej”.

**9.5.5** Wymagania co do położenia najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej i jego wskaźnika nie dotyczą kotłów na gazy odlotowe, kotłów ze sztuczną cyrkulacją, podgrzewaczy wody zasilającej oraz przegrzewaczy pary.

## **9.6 Manometry i termometry**

**9.6.1** Każdy kocioł należy wyposażać w co najmniej dwa manometry połączone z przestrzenią parową odrębnymi rurkami z zaworami zaporowymi lub kurkami. Między manometrem a rurką należy zainstalować trójdrożny kurek lub zawór umożliwiający odcięcie manometru od kotła, przedmuchiwanie rurki parą z kotła oraz podłączenie manometru kontrolnego.

**9.6.2** Jeden z manometrów należy umieścić na przedniej ścianie kotła, a drugi na stanowisku sterowania silnikami głównymi.

**9.6.3** Kotły o wydajności obliczeniowej wynoszącej mniej niż 750 kg/h i kotły na gazy odlotowe można wyposażać tylko w jeden manometr.

**9.6.4** Na podgrzewaczu wody zasilającej należy zainstalować manometr.

**9.6.5** Zakres podziałki manometrów powinien obejmować ciśnienia stosowane przy próbach wodnych.

Ciśnienie odpowiadające ciśnieniu roboczemu pary w kotle należy oznaczyć na podziałce manometru czerwoną kreską.

**9.6.6** Manometry należy umieszczać na kotłach w taki sposób, aby były odpowiednio chronione przed wpływem ciepła pochodzącego z nieizolowanych gorących powierzchni kotła.

**9.6.7** Przegrzewacze pary i podgrzewacze wody zasilającej należy wyposażyć w termometry o odpowiednim zakresie skali.

W przypadku stosowania zdalnej kontroli temperatury należy dodatkowo zainstalować termometry lokalne.

## 9.7 Zawory bezpieczeństwa

**9.7.1** Każdy kocioł należy wyposażyć w co najmniej dwa sprężynowe zawory bezpieczeństwa o jednakowej konstrukcji i średnicy przelotu, umieszczone na walczaku z reguły na wspólnym króćcu; oprócz tego należy zainstalować jeden zawór bezpieczeństwa na kolektorze wylotowym przegrzewacza pary. Zawór bezpieczeństwa przegrzewacza pary powinien być tak wyregulowany, aby otwierał się wcześniej niż zawory bezpieczeństwa na walczaku.

Kotły o ciśnieniu roboczym pary od 4 MPa wzwyż zaleca się wyposażyć w zawory bezpieczeństwa o działaniu impulsowym.

Kotły o wydajności obliczeniowej wynoszącej mniej niż 750 kg/h i zbiorniki pary (separatory pary) mogą być wyposażone tylko w jeden zawór bezpieczeństwa.

**9.7.2** Łączna powierzchnia przelotu zaworów bezpieczeństwa,  $f$ , nie powinna być mniejsza od powierzchni określonej wg wzorów:

dla pary nasyconej

$$f = K \frac{G}{10,2p_w+1} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (9.7.2-1)$$

dla pary przegrzanej

$$f = K \frac{G}{10,2p_w+1} \sqrt{\frac{V_H}{V_s}} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (9.7.2-2)$$

$f$  – łączna powierzchnia przelotów zaworów bezpieczeństwa [mm<sup>2</sup>],

$G$  – obliczeniowa wydajność pary z kotła [kg/h],

$p_w$  – ciśnienie robocze [MPa],

$V_H$  – objętość właściwa pary przegrzanej przy odpowiednim ciśnieniu roboczym i odpowiedniej temperaturze [m<sup>3</sup>/kg],

$V_s$  – objętość właściwa pary nasyconej przy odpowiednim ciśnieniu roboczym [m<sup>3</sup>/kg],

$K$  – współczynnik według tabeli 9.7.2.

**Tabela 9.7.2**

Skok zaworu	Współczynnik $K$
$\frac{d}{20} \leq h < \frac{d}{16}$	22
$\frac{d}{16} \leq h < \frac{d}{12}$	14
$\frac{d}{12} \leq h < \frac{d}{4}$	10,5
$\frac{d}{4} \leq h < \frac{d}{3}$	5,25
$\frac{d}{3} \leq h$	3,3

$d$  – minimalna średnica zaworu, [mm],  
 $h$  – skok zaworu, [mm].

Średnica zaworu bezpieczeństwa powinna być nie mniejsza niż 32 mm i nie większa niż 100 mm. Po odrębnym rozpatrzeniu PRS może wyrazić zgodę na zastosowanie zaworów bezpieczeństwa o powierzchni przelotu mniejszej od wynikającej ze wzorów 9.7.2-1 i 9.7.2-2, jeżeli w sposób doświadczalny zostanie wykazane, że przepustowość tych zaworów jest nie mniejsza niż wydajność kotła.

**9.7.3** Powierzchnia przelotu zaworu bezpieczeństwa, zainstalowanego na nieodłącznym od kotła przegrzewaczu pary, może być wliczona do łącznej powierzchni przelotu zaworów, obliczonej wg wzorów 9.7.2-1 i 9.7.2-2. Powierzchnia ta nie powinna wynosić więcej niż 25% łącznej powierzchni przelotu zaworów bezpieczeństwa.

**9.7.4** Zawory bezpieczeństwa należy tak wyregulować, aby ciśnienie ich działania nie przewyższało ciśnienia obliczeniowego. Zawory bezpieczeństwa kotłów głównych i ważnych kotłów pomocniczych po ich zadziałaniu powinny całkowicie przerywać wylot pary przy ciśnieniu nie niższym niż 0,85 ciśnienia roboczego.

**9.7.5** Każdy spalinowy podgrzewacz wody zasilającej należy wyposażać w sprężynowy zawór bezpieczeństwa o średnicy co najmniej 15 mm.

**9.7.6** W przypadku umieszczenia zaworów bezpieczeństwa na wspólnym króćcu, pole jego przekroju powinno wynosić co najmniej 1,1 łącznej powierzchni przelotu zainstalowanych na nim zaworów.

**9.7.7** Pole przekroju króćca odlotowego każdego zaworu bezpieczeństwa oraz połączonego z nim rurociągu odlotowego powinno być co najmniej dwukrotnie większe od łącznej powierzchni wolnego przelotu zaworów.

**9.7.8** Na korpusie zaworu bezpieczeństwa lub na rurociągu odlotowym, jeżeli poprowadzony jest on niżej od zaworów, należy zainstalować rurkę spustową skroplin, bez armatury zaporowej.

**9.7.9** Zawory bezpieczeństwa powinny być bezpośrednio, bez armatury zaporowej, połączone z przestrzenią parową kotła.

Wewnątrz kotła nie należy umieszczać żadnych rur prowadzących do zaworów bezpieczeństwa. Na korpusach zaworów bezpieczeństwa oraz na ich króćcach nie należy instalować urządzeń do poboru pary lub do innych celów.

**9.7.10** Zawory bezpieczeństwa powinny być przystosowane do zdalnego ręcznego otwierania (podrywania). Urządzenie do otwierania zaworu powinno być sterowane z kotłowni i z pokładu górnego lub z innego zawsze dostępnego miejsca znajdującego się poza kotłownią. W przypadku zaworów bezpieczeństwa przegrzewaczy pary oraz kotłów na gazy odlotowe i ich zbiorników (oddzielaczy), sterowanie spoza kotłowni nie jest wymagane.

**9.7.11** Konstrukcja zaworów bezpieczeństwa powinna umożliwiać ich plombowanie lub równorzędne zabezpieczenie przed wykonywaniem regulacji przez osoby nieupoważnione.

Sprężyny zaworów bezpieczeństwa powinny być chronione przed bezpośrednim działaniem pary; sprężyny te oraz powierzchnie uszczelniające gniazd i grzybków powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozję i działanie ciepła.

## **9.8 Armatura zaporowa**

**9.8.1** Każdy kocioł powinien być oddzielony od wszystkich połączonych z nim rurociągów zaworami zaporowymi, zainstalowanymi bezpośrednio na kotle.

**9.8.2** Zawory zaporowe głównego i pomocniczego rurociągu parowego kotłów głównych powinny być przystosowane do zainstalowania zdalnego sterowania z pokładu górnego lub innego zawsze dostępnego miejsca, znajdującego się poza kotłownią.

**9.8.3** Jeżeli główny lub ważny kocioł pomocniczy jest przewidziany do zainstalowania na statku jako kocioł pojedynczy, to powinien być on przystosowany do odłączenia przegrzewacza i podgrzewacza.

## **9.9 Zawory szumowania i odmulania**

**9.9.1** Kotły należy wyposażać w urządzenia do szumowania i odmulania oraz, w razie potrzeby, w zawory do opróżniania.

Zawory do szumowania, odmulania oraz opróżniania należy umieszczać bezpośrednio na ścianach kotła. W przypadku kotłów o ciśnieniu roboczym niższym niż 1,6 MPa, zawory te można umieszczać na przyspawanych króćcach.

Przegrzewacze pary, spalinowe podgrzewacze wody i kolektory pary należy wyposażać w zawory do przedmuchiwania lub w zawory do opróżniania.

**9.9.2** Średnica przelotu zaworów i rurociągów do odmulania powinna wynosić co najmniej 20 mm, lecz nie więcej niż 40 mm. W przypadku kotłów o wydajności obliczeniowej mniejszej niż 750 kg/h, średnice tych zaworów i rurociągów można zmniejszyć do 15 mm.

**9.9.3** Kotły, w których istnieje swobodna powierzchnia wody (powierzchnia odparowywania) należy wyposażać w urządzenie do szumowania wykonane w taki sposób, aby zapewnić usuwanie piany i innych zanieczyszczeń z całej powierzchni odparowania.

## **9.10 Zawory do pobierania próbek wody kotłowej**

Na każdym kotle należy w odpowiednim miejscu zainstalować jeden zawór lub kurek do pobierania próbek wody kotłowej. Tych zaworów (kurków) nie należy umieszczać na rurach oraz na króćcach przeznaczonych do innych celów.

## **9.11 Zawory odpowietrzające**

Na kotłach, przegrzewaczach pary i podgrzewaczach wody zasilającej należy zainstalować wystarczającą liczbę zaworów lub kurków odpowietrzających.

## 9.12 Otwory do oględzin wewnętrznych

**9.12.1** Kotły powinny mieć włazy umożliwiające oględziny wszystkich powierzchni wewnętrznych. Jeżeli wykonanie włązów jest niemożliwe, to należy przewidzieć otwory wziernikowe.

**9.12.2** Włazy powinny mieć co najmniej następujące wymiary:  
300 × 400 mm – w przypadku włązów owalnych,  
400 mm – w przypadku włązów okrągłych.

W szczególnych przypadkach PRS może rozpatrzyć możliwość zmniejszenia wymiarów do 280 × 380 mm dla włązów owalnych i do 380 mm dla włązów okrągłych.

Włazy owalne na ścianach cylindrycznych należy tak sytuować, aby krótsza oś włazu była równoległa do osi cylindra.

**9.12.3** Pionowe kotły płomieniówkowe powinny mieć na korpusie w rejonie roboczego poziomu wody co najmniej dwa otwory wziernikowe usytuowane naprzeciw siebie.

**9.12.4** Wszystkie części uniemożliwiające lub utrudniające dostęp do jakiegokolwiek części powierzchni wewnętrznej kotła powinny być zdejmowalne.

## 9.13 Kotło-spalarki

**9.13.1** Niniejsze wymagania mają zastosowanie do okrętowych kotłów pomocniczych wykorzystywanych do spalania śmieci i odpadów olejowych o temperaturze zapłonu powyżej 60°C.

**9.13.2** Układy sterowania i kontrolne kotło-spalarek przystosowanych do pracy bezwachtowej oraz elementy tych układów powinny spełniać wymagania rozdziału 20 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**9.13.3** Do spalania śmieci, resztek olejowych i odpadów należy przewidzieć specjalną komorę paleniskową, spełniającą następujące wymagania:

- .1 komora powinna być całkowicie oddzielona od paleniska kotła i wyłożona materiałem odpornym na chemiczne działanie spalanych produktów;
- .2 kanały łączące palenisko z komorą powinny mieć wystarczające pole przekroju. We wszystkich przypadkach robocze ciśnienie w komorze nie powinno przekraczać ciśnienia w palenisku o więcej niż 10%;
- .3 należy przewidzieć zamontowanie urządzenia bezpieczeństwa działającego przy przekroczeniu ciśnienia roboczego o 0,02 MPa. Urządzenie bezpieczeństwa powinno uniemożliwiać wyrzut płomienia do pomieszczenia maszynowo-kotłowego;
- .4 łączna powierzchnia wolnego przekroju urządzenia bezpieczeństwa powinna być nie mniejsza niż 115 cm<sup>2</sup> na 1 m<sup>3</sup> objętości komory i nie mniejsza niż 45 cm<sup>2</sup>;
- .5 należy przewidzieć urządzenie do załadowywania komory w sposób uniemożliwiający równoczesne otwarcie komory i paleniska. Jeśli istnieją ograniczenia dotyczące spalania śmieci, to należy je umieścić na tablicy ostrzegawczej;
- .6 komory przewidziane tylko do spalania śmieci mogą być umieszczane w komorze paleniskowej kotła;
- .7 jeżeli nie przewidziano zasobnika śmieci, to pokrywa zsykowa powinna mieć urządzenie blokujące, uniemożliwiające jej otwarcie w przypadku, gdy temperatura w komorze spalania mogłaby spowodować samozapalenie się śmieci.



**9.13.4** Spalanie resztek i odpadów olejowych powinno w zasadzie być wykonywane w specjalnie do tego celu przewidzianym układzie. Możliwe jest wykorzystanie w tym celu układu do opalania kotła i jego palnika, pod warunkiem zapewnienia – na tyle, na ile to możliwe – spalania bezdymnego.

**9.13.5** Kotło-spalarki należy wyposażyć w skuteczny układ usuwania sadzy.

## **9.14 Kotły oleju grzewczego**

**9.14.1** Kotły oleju grzewczego powinny w zasadzie znajdować się w oddzielnych pomieszczeniach, wyposażonych w instalację wentylacji wyciągowej zapewniającą nie mniej niż 6 wymian powietrza na godzinę.

**9.14.2** Konstrukcja kotła powinna wykluczać możliwość wzrostu temperatury oleju grzewczego powyżej temperatury dopuszczalnej po wyłączeniu palników i zatrzymaniu cyrkulacji oleju grzewczego.

Maksymalna temperatura oleju grzewczego w instalacji powinna być niższa co najmniej o 50°C od dopuszczalnej temperatury pracy zastosowanego oleju.

**9.14.3** Palenisko i umieszczone w nim palniki powinny zapewniać równomierny rozdział strumieni cieplnych.

Dopuszcza się tylko taką nierównomierność, przy której w żadnym punkcie powierzchni ogrzewanej temperatura w granicznej warstwie od strony cieczy nie przekroczy wartości dopuszczalnej dla stosowanego oleju grzewczego.

Usytuowanie palnika i konstrukcja paleniska powinny uniemożliwiać bezpośrednie działanie płomieni na powierzchnię kotła. Konstrukcja palnika powinna wykluczać możliwość wzrostu wydajności cieplnej powyżej nominalnej.

Paleniska kotłów o wydajności cieplnej powyżej 1000 kW powinny być wyposażone w urządzenia do hermetyzacji paleniska i własne środki gaszenia objętościowego, typu uznanego przez PRS.

**9.14.4** Każdy kocioł powinien być wyposażony w:

- armaturę zaporową na wlocie i wylocie oleju grzewczego. Armatura ta powinna być sterowana spoza pomieszczenia, w którym znajduje się kocioł. Rozwiązaniem alternatywnym może być wyposażenie kotła w urządzenia do szybkiego spustu oleju grzewczego z instalacji do zbiornika spustowego, zgodnie z punktem 10.2.16 z Części VI – *Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*,
- manometr,
- co najmniej dwa sprężynowe zawory bezpieczeństwa typu zamkniętego, jednakowej konstrukcji i rozmiaru, o przepustowości nie mniejszej niż wydajność pompy obiegowej. Powierzchnia przelotu zaworów bezpieczeństwa powinna być nie mniejsza niż powierzchnia odpowiadająca średnicy 32 mm i nie może być większa niż powierzchnia odpowiadająca średnicy 100 mm,
- urządzenia do pobierania próbek oleju grzewczego,
- otwory do oględzin, zgodnie z 9.12.

**9.14.5** Każdy kocioł powinien być wyposażony w skuteczny system oczyszczania z sadzy.

**9.14.6** Połączenie rur kotłowych z kolektorami i komorami powinno być wykonane jako spawane.

**9.14.7** Kotły powinny być wyposażone w armaturę mieszkową. Możliwość zastosowania armatury typu dławnicowego podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.



**9.14.8** Kotły powinny być wyposażone w sygnalizację i układ bezpieczeństwa granicznej temperatury oleju grzewczego i gazów spalinowych umieszczone na wylocie z kotła.

**9.14.9** Kotły powinny być wyposażone w automatyczną regulację spalania oraz w świetlną i dźwiękową sygnalizację, a także blokadę przewidzianą w 11.2.1 oraz urządzenia zabezpieczające zgodnie z 11.2.2.

### **9.15 Kotły ogrzewania wodnego**

Kotły ogrzewania wodnego powinny spełniać wymagania dotyczące materiałów i konstrukcji, obowiązujące dla kotłów parowych.

### **9.16 Wymagania dodatkowe dla kotłów na gazy odlotowe (utylicacyjnych)**

**9.16.1** Kotły powinny być wyposażone w urządzenia zamykające dopływ gazów grzewczych w przypadku zadziałania układów bezpieczeństwa.

**9.16.2** Konstrukcja i ustawienie kotła powinny zapewniać łatwe wykonanie przeglądu rur kotłowych w celu wykrycia i oceny korozji i przecieków.

**9.16.3** Kocioł powinien być wyposażony w czujnik(i) temperatury i alarm wykrycia pożaru.

**9.16.4** Należy zainstalować stałą instalację gaśniczą oraz instalację schładzania. Dopuszczalne jest zastosowanie instalacji tryskaczowej o wystarczającej wydajności.

Przewód spalinowy poniżej kotła powinien być tak skonstruowany, aby silnik był zabezpieczony przed zalaniem czynnikiem gaśniczym i zapewniona była możliwość odprowadzenia tego czynnika.

**9.16.5** Z wyjątkiem przypadku określonego w 9.16.6.1, na kotłach na gazy odlotowe wystarczający jest jeden zawór bezpieczeństwa.

**9.16.6** Kotły płomieniówkowe na gazy odlotowe, które mogą być odcięte od instalacji parowej w stanie napełnienia wodą, powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1** każdy kocioł o całkowitej powierzchni grzejnej mniejszej niż 50 m<sup>2</sup> powinien być wyposażony w co najmniej jeden sprężynowy zawór bezpieczeństwa, a każdy kocioł o całkowitej powierzchni grzejnej równej 50 m<sup>2</sup> lub większej powinien być wyposażony w co najmniej dwa sprężynowe zawory bezpieczeństwa;
- .2** w celu uniknięcia gromadzenia się skroplin na wylocie z zaworów bezpieczeństwa, w najniższym punkcie przewodu wylotowego i/lub obudowy zaworu bezpieczeństwa należy zapewnić odpływ cieczy z ciągłym spadkiem do punktu poza kotłem, w którym kondensat nie będzie stanowił zagrożenia dla ludzi lub urządzeń. Na przewodzie odprowadzającym skropliny nie można instalować żadnych zaworów, ani kurków;
- .3** należy zapewnić możliwość wykonania badań ultradźwiękowych połączenia ściany sitowej z korpusem kotła. Izolacja cieplna tego rejonu kotła powinna być zdejmowalna;
- .4** każdy kocioł powinien być wyposażony w urządzenie wskazujące ciśnienie wewnętrzne, które powinno być tak usytuowane, aby umożliwić łatwy odczyt z dowolnego miejsca, z którego takie ciśnienie może być kontrolowane;
- .5** każdy kocioł powinien być wyposażony w urządzenia do podgrzewania wstępnego i odpowietrzania, podłączenia do urządzenia uzdatniającego wodę lub ich kombinację w celu kontroli jakości wody zasilającej zgodne z zaleceniami producenta;
- .6** każdy kocioł powinien być wyposażony przez producenta tego kotła w instrukcje obsługi zawierające:

- wymagania dotyczące jakości wody kotłowej i instrukcje pobierania próbek wody kotłowej,
- zalecane wartości parametrów roboczych kotła, tj.: temperaturę gazów odlotowych, temperaturę wody zasilającej i ciśnienie pary,
- procedury przeglądu i czyszczenia ścianek kotłowych,
- instrukcje prowadzenia zapisów dotyczących utrzymania i przeglądów kotła,
- zalecane wartości natężenia przepływu wody przez kocioł we wszystkich możliwych stanach eksploatacyjnych kotła,
- instrukcje przeprowadzania i dokumentowania okresowych przeglądów urządzeń bezpieczeństwa zainstalowanych na kotle,
- procedury eksploatacji kotła w stanie, w którym kocioł nie jest napełniony wodą,
- procedury utrzymania i napraw zaworów bezpieczeństwa.

**9.16.7** Wyczerpujące informacje dotyczące zaproponowanych rozwiązań mających na celu spełnienie wymagań punktów 9.16.6.1 i 9.16.6.2 należy przedstawić PRS do zatwierdzenia.

---

## 10 STEROWANIE KOTŁAMI I ICH UKŁADY REGULACJI ORAZ SYGNALIZACJI

### 10.1 Wymagania ogólne

**10.1.1** Wymagania niniejszego rozdziału dotyczą kotłów ze stałą obsługą wachtową.

Wymagania dotyczące układów sterowania kotłami przystosowanymi do pracy bez stałej obsługi wachtowej zawarte są w podrozdziale 20.7 i rozdziale 21 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

### 10.2 Układy regulacji

**10.2.1** Głównie kotły wodnorurkowe i ważne pomocnicze kotły wodnorurkowe powinny być wyposażone w automatyczną regulację zasilania i spalania.

Zaleca się wyposażenie w taką regulację również innych kotłów.

**10.2.2** Układy regulacji powinny utrzymywać w zadanych granicach poziom wody i inne parametry w całym zakresie obciążeń kotła oraz powinny umożliwiać szybkie zmiany obciążenia.

### 10.3 Układy bezpieczeństwa

**10.3.1** Kotły należy wyposażać w nieodłączalny układ zabezpieczający utrzymanie dolnego granicznego poziomu wody w kotle (patrz 9.5).

**10.3.2** Kotły z automatyczną regulacją spalania należy wyposażać w układ bezpieczeństwa zgodnie z 11.2.

### 10.4 Sygnalizacja

**10.4.1** Kotły z automatycznymi regulatorami zasilania i opalania należy wyposażać w sygnalizację świetlną i dźwiękową na stanowisku sterowania.

**10.4.2** Sygnalizacja dźwiękowa i świetlna powinna działać w przypadkach:

- obniżenia się poziomu wody do dolnego granicznego poziomu,
- podwyższenia się poziomu wody do górnego granicznego poziomu,
- wystąpienia usterek w układach automatycznej regulacji i bezpieczeństwa,
- wystąpienia usterek w instalacji opalania kotła (patrz 11.2.3),
- zwiększenia się zasolenia wody zasilającej ponad dopuszczalne (patrz także punkt 13.2.4 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*).

**10.4.3** Sygnalizacja informująca o osiągnięciu dolnego granicznego poziomu wody powinna wyprzedzać zadziałanie układu bezpieczeństwa.

**10.4.4** Należy przewidzieć ręczne wyłączenie sygnału dźwiękowego po jego zadziałaniu.

## 11 URZĄDZENIA DO OPALANIA KOTŁÓW PALIWEM PŁYNNYM

### 11.1 Wymagania ogólne

**11.1.1** Wszystkie zespoły składowe urządzeń do opalania kotła, takie jak pompy, wentylatory, zawory szybko zamykające i napędy elektryczne, powinny być typu uznanego przez PRS i powinny być wykonane i zbadane pod nadzorem PRS lub innego kompetentnego organu nadzoru technicznego.

Wyposażenie elektryczne, układy regulacji, bezpieczeństwa, sterowania i sygnalizacji powinny być wykonane zgodnie z mającymi zastosowanie wymaganiami *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

Rurociągi i armatura urządzeń do opalania kotła powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*.

**11.1.2** Wymagania niniejszego rozdziału dotyczą urządzeń do opalania kotłów paliwem o temperaturze zapłonu par nie niższej niż 60°C.

Jeżeli urządzenie przewidziane jest do spalania ropy naftowej lub jej resztek na ropowcach, zgodnie z wymaganiami podrozdziału 22.5.6 z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*, to palenisko i przewody dymowe należy wykonać jako gazoszczelne, co powinno być potwierdzone próbą przed oddaniem kotła do eksploatacji.

**11.1.3** Konstrukcja palników powinna zapewniać możliwość regulowania wielkości i kształtu płomienia.

**11.1.4** W palnikach o zmiennej wydajności należy przewidzieć możliwość regulacji ilości powietrza niezbędnego do spalania.

**11.1.5** Należy zastosować rozwiązania konstrukcyjne wykluczające możliwość obrócenia i zdjęcia palników z ich położeń roboczych przed odcięciem do nich paliwa.

**11.1.6** W konstrukcji palników, w których paliwo jest rozpylane za pomocą pary lub powietrza należy stosować środki wykluczające możliwość dostawania się pary lub powietrza do paliwa i odwrotnie.

**11.1.7** W przypadku stosowania podgrzewania paliwa należy zastosować rozwiązania wykluczające możliwość nadmiernego podgrzania paliwa w podgrzewaczach przy zmniejszeniu wydajności kotła lub wyłączeniu palników.

**11.1.8** W miejscach, w których mogą występować przecieki paliwa należy przewidzieć odpowiednie wanieńki ściekowe.

**11.1.9** W celu umożliwienia obserwowania procesu spalania w palenisku należy przewidzieć odpowiednie wzierniki. Należy stosować urządzenia zapobiegające wyrzucaniu z paleniska płomieni i gorącego powietrza w przypadku zdjęcia palników.

**11.1.10** Należy przewidzieć odpowiednie urządzenie do przechowywania i gaszenia pochodni służącej do ręcznego zapalania palników.

Otwory wlotowe dmuchaw kotłowych zaleca się wyposażać w urządzenia zabezpieczające przed przedostawaniem się do nich wody i obcych ciał.

## 11.2 Dodatkowe wymagania dla urządzeń wyposażonych w automatyczną regulację opalania ze stałą obsługą wachtową

**11.2.1** Urządzenia do opalania kotłów powinny mieć blokadę pozwalającą na podawanie paliwa do paleniska tylko przy zachowaniu następujących warunków:

- .1 palnik znajduje się w położeniu roboczym;
- .2 całe wyposażenie elektryczne jest zasilane prądem;
- .3 do paleniska kotła podawane jest powietrze;
- .4 czynny jest palnik rozruchowy lub włączone jest elektryczne urządzenie zapalające;
- .5 poziom wody w kotle jest normalny.

Odcięcie dopływu paliwa powinno być realizowane w zasadzie przez dwa połączone szeregowo zawory samozamykające. Jeżeli zbiornik rozchodowy jest usytuowany poniżej paleniska, to drugi zawór nie jest wymagany.

**11.2.2** Urządzenia do opalania kotła powinny być wyposażone w nieodłączalne urządzenia zabezpieczające, o czasie działania nie dłuższym niż 1 s (dla palników rozruchowych – nie dłuższym niż 10 s), odcinające automatycznie podawanie paliwa do palników w przypadkach:

- .1 przerwania dopływu lub niedostatecznego ciśnienia powietrza podawanego do paleniska;
- .2 przerwania płomienia przy palniku;
- .3 osiągnięcia dolnego granicznego poziomu wody w kotle.

Zadziałanie urządzeń zabezpieczających powinno uruchamiać alarmowy sygnał świetlny i dźwiękowy.

**11.2.3** Urządzenie do opalania kotła należy wyposażyć w przyrządy kontrolujące utrzymywanie się płomienia palnika. Każdy taki przyrząd powinien reagować tylko na płomień kontrolowanego palnika.

**11.2.4** Palnik rozruchowy powinien mieć taką wydajność, aby nie mógł samodzielnie podtrzymywać roboczego ciśnienia w kotle nawet przy zaprzestaniu pobierania pary.

Jeżeli w chwili zadziałania układu bezpieczeństwa w przypadkach wymienionych w 11.2.2 palnik rozruchowy pracuje równocześnie z palnikiem głównym, to powinny one równocześnie przerwać pracę.

**11.2.5** Należy zapewnić możliwość ręcznego włączania i sterowania urządzeniami do opalania kotłów głównych i ważnych kotłów pomocniczych. Przyrządy do ręcznego sterowania powinny znajdować się bezpośrednio przy kotle.

Podczas ręcznego sterowania urządzeniami do opalania kotła powinny działać wszystkie automatyczne urządzenia wymienione w 11.2.1 i 11.2.2.

**11.2.6** Wyłączanie urządzenia do opalania kotła powinno być możliwe z dwóch różnych miejsc, z których jedno powinno znajdować się poza kotłownią.

## 12 ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE I WYMIENNIKI CIEPŁA

### 12.1 Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła

**12.1.1** Części zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, stykające się z wodą morską lub innymi czynnikami mogącymi powodować korozję, należy wykonywać z materiałów odpornych na ich działanie. W przypadku zastosowania innych materiałów, sposób ich ochrony przed korozją podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**12.1.2** Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła powinna zapewnić niezawodność ich działania w warunkach określonych w punkcie 1.16 z Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych.

**12.1.3** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła powinny odpowiadać wymaganiom podanym w 9.1.2, 9.1.3, 9.1.4, 9.1.7, 9.1.8, 9.1.10 oraz 8.2.14 i 8.2.19.

**12.1.4** Jeżeli jest to konieczne, konstrukcja powinna umożliwiać termiczne wydłużenie korpusu i poszczególnych części wymienników ciepła oraz zbiorników ciśnieniowych.

**12.1.5** Do zamocowania korpusów wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych do fundamentów należy stosować podpory. Jeżeli to konieczne, należy przewidzieć górne zamocowania.

Przy konstruowaniu zamocowań zbiorników i wymienników ciepła na fundamentach należy uwzględnić również wymagania podrozdziału 1.13 z niniejszej Części VII.

### 12.2 Osprzęt

**12.2.1** Każdy zbiornik ciśnieniowy i wymiennik ciepła lub ich nierozłączalny zestaw należy wyposażyć w nieodłączalny zawór bezpieczeństwa. W przypadku istnienia kilku niepołączonych ze sobą komór, zawory bezpieczeństwa należy umieścić na każdej takiej komorze. Zbiorniki hydroforowe należy wyposażyć w zawory bezpieczeństwa zainstalowane na części wodnej.

W uzasadnionych przypadkach PRS może odstąpić od powyższych wymagań.

**12.2.2** Zawory bezpieczeństwa powinny być w zasadzie sprężynowe. W podgrzewaczach paliwa i oleju można stosować płytki bezpieczeństwa, typu uznanego przez PRS, umieszczone na przestrzeni paliwowej i olejowej.

**12.2.3** Zawory bezpieczeństwa powinny mieć taką przepustowość, aby w żadnych warunkach ciśnienie robocze nie mogło być przekroczone o więcej niż 10%.

**12.2.4** Konstrukcja zaworów bezpieczeństwa powinna umożliwiać ich plombowanie lub równorzędne zabezpieczenie przed wykonywaniem regulacji przez osoby nieupoważnione. Sprężyny oraz powierzchnie uszczelniające zaworów powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozyjne działanie danego czynnika.

**12.2.5** Poziomowskazy i przezierniki można instalować na zbiornikach ciśnieniowych i wymiennikach ciepła tylko wówczas, gdy wymagają tego warunki kontroli i nadzoru. Poziomowskazy i przezierniki powinny mieć niezawodną konstrukcję i powinny być odpowiednio chronione. W poziomowskazach, w których znajduje się para, paliwo, olej lub czynniki chłodnicze należy stosować wkładki ze szkła płaskiego. Dla pary, paliwa, oleju i czynników chłodniczych należy stosować płynowskazy z płaskimi szklami.

**12.2.6** W konstrukcji wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych należy przewidzieć kołnierze nakładane lub króćce z kołnierzami do zamocowania armatury.

W konstrukcjach zbiorników hydroforowych można stosować również króćce gwintowane.

**12.2.7** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła należy wyposażyć w odpowiednie urządzenia do przedmuchiwania i w urządzenia spustowe.

**12.2.8** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła powinny mieć włazy umożliwiające oględziny ich wewnętrznych powierzchni. Jeżeli wykonanie włazów jest niemożliwe, to w odpowiednich miejscach należy wykonać otwory wziernikowe. Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła o długości powyżej 2,5 m powinny mieć otwory wziernikowe na obu końcach.

Jeżeli zbiornik ciśnieniowy lub wymiennik ciepła ma konstrukcję rozbieralną albo jeżeli całkowicie wykluczona jest możliwość skorodowania lub zanieczyszczenia ścian od wewnątrz, włazy i wzierniki nie są wymagane.

Jeżeli konstrukcja zbiornika ciśnieniowego lub wymiennika ciepła uniemożliwia oględziny przez włazy lub otwory wziernikowe, wykonanie ich nie jest wymagane.

Wymiary wycięć włazów – patrz 9.12.2.

**12.2.9** Każdy zbiornik ciśnieniowy i wymiennik ciepła oraz każdą nierozłączną ich grupę należy wyposażyć w manometr lub manowakuometr. W wymiennikach ciepła podzielonych na kilka komór należy każdą komorę wyposażyć w manometr lub manowakuometr.

Manometry powinny odpowiadać wymaganiom podanym w 9.6.1 i 9.6.5.

**12.2.10** Podgrzewacze paliwa, w których jego temperatura może przekroczyć 220°C należy – oprócz regulatora temperatury – wyposażyć także w czujnik sygnalizacji ostrzegawczej informujący o podwyższeniu temperatury lub braku przepływu paliwa.

W odniesieniu do podgrzewaczy elektrycznych – patrz też podrozdział 15.4 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

## **12.3 Wymagania dotyczące poszczególnych rodzajów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła**

### **12.3.1 Zbiorniki sprężonego powietrza**

**12.3.1.1** Zawory bezpieczeństwa zbiorników powietrza rozruchowego silników głównych i pomocniczych oraz instalacji przeciwpożarowych po poderwaniu powinny całkowicie przerywać wylot powietrza przy ciśnieniu w zbiorniku nie niższym niż 0,85 ciśnienia roboczego.

**12.3.1.2** Jeżeli sprężarki, zawory redukcyjne lub rurociągi, z których powietrze podawane jest do zbiorników, są wyposażone w zawory bezpieczeństwa tak wyregulowane, że niemożliwe jest podawanie do zbiorników powietrza o ciśnieniu wyższym od roboczego, to na tych zbiornikach można nie instalować zaworów bezpieczeństwa. W takim przypadku zamiast zaworów bezpieczeństwa należy instalować na zbiornikach płytki topikowe.

**12.3.1.3** Płytki topikowe powinny ulegać stopieniu w temperaturze 100–130°C. Na płytce topikowej powinna być wybita temperatura stopienia. Na zbiornikach sprężonego powietrza o pojemności powyżej 700 litrów należy instalować płytki topikowe o średnicy co najmniej 10 mm.

**12.3.1.4** Każdy zbiornik sprężonego powietrza należy wyposażyć w urządzenia odwadniające. Zbiorniki zainstalowane w położeniu poziomym powinny mieć urządzenia odwadniające na obu końcach.



### 12.3.2 Butle na gazy sprężone

**12.3.2.1** Butlami na gazy sprężone nazywa się przenośne zbiorniki ciśnieniowe, wykonane specjalnie w celu magazynowania gazów sprężonych, czynnika chłodniczego lub CO<sub>2</sub>, które przechowywane są na statku dla potrzeb jego eksploatacji, lecz nie mogą być napełniane przy pomocy znajdujących się tam urządzeń.

**12.3.2.2** Obliczenia wytrzymałościowe należy wykonywać z uwzględnieniem wymagań zawartych w 8.2.8, przy czym:

- ciśnienie obliczeniowe nie powinno być niższe od ciśnienia, które może powstać w temperaturze 45°C przy przewidzianym stopniu napełnienia butli,
- naprężenia dopuszczalne,  $\sigma$ , należy określać według 8.2.4, a współczynnik bezpieczeństwa według 8.2.5.1,
- naddatek,  $c$ , dla butli narażonych na korozję należy przyjmować jako nie mniejszy niż 0,5 mm.

Stosowanie na butle stali o granicy plastyczności większej niż 750 MPa, lecz nieprzekraczającej 850 MPa, jest możliwe tylko za zgodą PRS.

**12.3.2.3** Celem niedopuszczenia do niebezpiecznego wzrostu ciśnienia w butli przy podwyższeniu temperatury należy przewidzieć nieodłączalne urządzenia zabezpieczające o uznanej konstrukcji. Można stosować zawory bezpieczeństwa i płytki zabezpieczające, działające przy ciśnieniu przekraczającym 1,1 ciśnienia roboczego, lecz nie wyższym niż 0,9 ciśnienia próbnego.

**12.3.2.4** Butle powinny mieć trwałe odczewanie, zawierające następujące informacje:

- .1 nazwę wytwórcy,
- .2 numer fabryczny,
- .3 rok wykonania,
- .4 rodzaj gazu,
- .5 pojemność,
- .6 ciśnienie próbne,
- .7 masę własną butli (tare),
- .8 napełnienie maksymalne (ciśnienie/masa),
- .9 stempel i datę badania.

**12.3.2.5** Butle należy poddawać próbie hydraulicznej ciśnieniem równym 1,5 ciśnienia roboczego.

**12.3.2.6** Butle wykonane specjalnie w celu magazynowania gazów sprężonych, czynnika chłodniczego lub gaśniczego powinny mieć uznanie PRS albo być wykonane zgodnie z obowiązującymi normami pod nadzorem kompetentnego organu nadzoru technicznego uznanego przez PRS.

### 12.3.3 Skraplacze

**12.3.3.1** Konstrukcja skraplaczy i ich usytuowanie na statku powinny być takie, aby możliwe było dokonanie wymiany rur.

Skraplacze główne powinny w zasadzie mieć korpusy stalowe o konstrukcji spawanej.

Wewnątrz skraplaczy, w rejonach wlotu pary o ciśnieniu wyższym od panującego w skraplaczu, należy umieszczać ekrany chroniące rury przed bezpośrednim uderzeniem pary.

Sposób zamocowania rur powinien być taki, aby nie zwisały i nie podlegały niebezpiecznym drganiom.

**12.3.3.2** W pokrywach komór wodnych powinny być włazy w liczbie i o usytuowaniu zapewniającym dostęp dla rozwalcowania, wymiany uszczelki lub zaślepienia dowolnej rury.

W przestrzeniach wodnych należy umieszczać protektory dla ochrony przed korozją elektrolytyczną komór wodnych, ścian sitowych i rur.

**12.3.3.3** Skraplacz główny powinien być przystosowany do pracy w warunkach awaryjnych przy odłączonym dowolnym korpusie turbiny.

**12.3.3.4** Konstrukcja skraplacza powinna umożliwiać zamocowanie urządzeń kontrolnych i pomiarowych.

#### **12.3.4 Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych**

Do zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła urządzeń chłodniczych i instalacji gaśniczych mają zastosowania wymagania podrozdziałów 12.1, 12.2, 12.3.2 i 12.3, z wyjątkiem 12.3.3.3 i 12.3.3.4, a wymagania 12.2.1 mogą być traktowane jako wytyczne.

Zbiorniki te i wymienniki ciepła powinny odpowiadać również mającym zastosowanie wymaganiom rozdziału 17 i *Części V – Ochrona przeciwpożarowa*.

#### **12.3.5 Zbiorniki ciśnieniowe do obróbki produktów połowów**

**12.3.5.1** Okresowo otwierane pokrywy zbiorników powinny być wyposażone w urządzenia zabezpieczające przed niepełnym zamknięciem lub przed samoczynnym otwarciem. Należy przy tym wykluczyć możliwość otwarcia pokrywy przy istnieniu w zbiorniku nadciśnienia lub podciśnienia, jak również możliwość obciążenia zbiornika ciśnieniem przy częściowo zamkniętej pokrywie.

**12.3.5.2** Wewnętrzne wyposażenie (mieszalniki, węzownice, półki, przegrody itp.) utrudniające przegląd wewnętrzny zbiorników powinno być łatwe do demontażu.

**12.3.5.3** Do obserwacji przestrzeni roboczych mieszarek mogą być stosowane szklane wzniki o średnicy nie większej niż 150 mm pod warunkiem, że ciśnienie robocze tych przestrzeni nie przekracza 0,25 MPa.

**12.3.5.4** W zbiornikach o ciśnieniu wyższym niż 0,25 MPa pokrywy otworów załadowniczych powinny być wykonane tak, aby w przypadku przerwania uszczelki gorący czynnik był odprowadzany w kierunkach niepowodujących zagrożenia dla obsługującego personelu.

**12.3.5.5** Zbiorniki pracujące przy podciśnieniu, ogrzewane parą lub wodą o temperaturze wyższej niż 115°C, powinny być wyposażone w zawory bezpieczeństwa zapobiegające powstawaniu w przestrzeni próżniowej (wskutek nieszczelności systemu ogrzewającego) nadciśnienia przewyższającego 0,85 wartości ciśnienia próbnego zbiornika.

Zbiorniki te należy obliczać na ciśnienie otwarcia zaworu bezpieczeństwa, przy czym obliczone naprężenia nie mogą przewyższać 0,8 wartości granicy plastyczności materiału w temperaturze obliczeniowej.

**12.3.5.6** Dla mieszalników ogrzewanych parą lub wodą, a także dla ścianek komór mieszarek stykających się z obracającym wsadem, naddatek, *c*, do obliczeniowej grubości ścianek należy przyjmować jako nie mniejszy niż 2 mm.

## 12.4 Filtry i chłodnice

**12.4.1** Filtry i chłodnice silników głównych i pomocniczych powinny spełniać wymagania dotyczące materiałów i konstrukcji, obowiązujące dla wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych.

**12.4.2** Filtry paliwa ciekłego instalowane równolegle w celu umożliwienia ich czyszczenia bez konieczności zatrzymania silnika (filtry podwójne) powinny być wyposażone w zabezpieczenia przed omyłkowym otwarciem filtra będącego pod ciśnieniem.

**12.4.3** Filtry paliwa ciekłego lub ich komory powinny mieć odpowiednie środki do:

- ich odpowietrzania przy włączaniu do pracy,
- zniwelowania nadciśnienia przed ich otwarciem.

Do tego celu powinny być stosowane zawory lub kurki wraz z rurkami ściekowymi prowadzącymi do miejsc bezpiecznych.

---

## 13 URZĄDZENIA NAPĘDOWO-STEROWE

### 13.1 Zakres zastosowania

**13.1.1** Wymagania rozdziału 13 mają zastosowanie do urządzeń służących do napędu statku i sterowania statkiem bądź do manewrowania statkiem<sup>2</sup>, zwanych również w niniejszym rozdziale „urządzeniami”. W szczególności wymagania obejmują:

- urządzenia z pędnikiem na obrotowej kolumnie (azimuthing thrusters),
- urządzenia z pędnikiem cykloidalnym,
- urządzenia wysuwane i wychyłane z kadłuba statku,
- urządzenia do dynamicznego pozycjonowania statku,
- napęd strugowodny,
- stery strumieniowe.

**13.1.2** Za główne urządzenia napędowo-sterowe, zwane zamiennie „urządzeniami głównymi”, uważa się urządzenia przeznaczone do głównego napędu i sterowania oraz do dynamicznego pozycjonowania statku.

Wszystkie inne urządzenia napędowo-sterowe uważane są za pomocnicze.

**13.1.3** Wymagania dotyczące urządzeń napędowo-sterowych podano także w *Publikacji 120/P – Requirements for Vessels and Units with Dynamic Positioning (DP) Systems*.

**13.1.4** Urządzenia napędowo-sterowe statków zaangażowanych w żeglugę w lodach powinny spełniać wymagania *Publication 122/P – Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*).

**13.1.5** W przypadku urządzeń napędowo-sterowych o konstrukcji alternatywnej, mające zastosowanie wymagania PRS ocenia indywidualnie dla każdego przypadku zgodnie z 1.3.13.

### 13.2 Wymagania ogólne

**13.2.1** Jeżeli do napędu statku przewidziane jest zastosowanie wyłącznie urządzeń napędowo-sterowych, to należy zastosować co najmniej dwa oddzielne urządzenia z niezależnym zasilaniem. Wymaganie to nie dotyczy napędu strugowodnego.

Możliwość zastosowania pojedynczego urządzenia lub urządzeń ze wspólnym zasilaniem podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**13.2.2** Urządzenia powinny wytrzymywać obciążenia powstające we wszystkich stałych i przejściowych stanach pracy.

**13.2.3** Elementy urządzeń z obrotową kolumną, przenoszące moment lub siłę związaną z obrotem, powinny być obliczone na maksymalny moment wywierany przez silnik hydrauliczny obrotu kolumny przy maksymalnej różnicy ciśnień cieczy hydraulicznej lub na moment rozruchowy silnika elektrycznego obrotu kolumny. Elementy, o których mowa, powinny wytrzymać zablokowanie ruchu obrotowego kolumny.

**13.2.4** Należy zastosować środki skutecznie zabezpieczające przed przedostaniem się wody morskiej do części wewnętrznych urządzenia i do kadłuba statku.

<sup>2</sup> Patrz także ujednolicone interpretacje postanowień SOLAS (MSC.1/Circ.1416/Rev.1).

**13.2.5** Uszczelnienia ruchowe, zapobiegające przedostaniu się wody morskiej do wnętrza urządzenia lub do wnętrza kadłuba statku, powinny być typu uznanego przez PRS.

**13.2.6** Należy przewidzieć otwory inspekcyjne umożliwiające niezbędne oględziny okresowe głównych części urządzeń napędowo-sterowych.

**13.2.7** Urządzenia napędowo-sterowe, które zamontowane są w kadłubie statku w sposób umożliwiający ich wysunięcie lub obrót, powinny być umieszczone w oddzielnym wodoszczelnym pomieszczeniu, chyba że przewidziano podwójne uszczelnienie wg 13.2.5, zabezpieczające przed dostaniem się wody do kadłuba. Należy zapewnić sygnalizację przedostania się wody do przestrzeni pomiędzy uszczelnieniami oraz możliwość wykonania przeglądu uszczelnień podczas dokowania.

**13.2.8** Konstrukcja dysz powinna spełniać mające zastosowanie wymagania rozdziału 2 z *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

**13.2.9** W przypadku urządzeń z pędnikiem na obrotowej kolumnie, w których manewr „wstecz” dokonuje się przez obrót kolumny o 180°, czas wykonania takiego obrotu nie powinien przekraczać 30 sekund.

**13.2.10** Główne urządzenia napędowo-sterowe powinny zapewniać możliwość sterowania wektorem naporu ze wszystkich stanowisk zdalnego sterowania napędem głównym oraz z pomieszczenia, w którym znajdują się te urządzenia. W każdym z wymienionych miejsc należy zapewnić możliwość odczytu skoku śruby napędowej i kierunku naporu, środki do natychmiastowego zatrzymania pędnika oraz środki łączności z pozostałymi stanowiskami. Środki do natychmiastowego zatrzymania pędnika powinny być niezależne od zdalnego sterowania tym urządzeniem.

### **13.3 Napęd**

**13.3.1** Silniki spalinowe bezpośrednio napędzające urządzenia napędowo-sterowe powinny spełniać wymagania rozdziału 2. Instalacje obsługujące silnik powinny spełniać wymagania odpowiednich rozdziałów z *Części VI – Instalacje rurociągów okrętowych i maszynowych*, z wyjątkiem obowiązku stosowania rezerwowych i zapasowych pomp i innych podobnych urządzeń.

**13.3.2** Silniki hydrauliczne, pompy i inne elementy hydrauliczne powinny być typu uznanego przez PRS.

**13.3.3** Dla głównych urządzeń napędowo-sterowych należy przewidzieć stały zbiornik zapasowy cieczy hydraulicznej, o pojemności wystarczającej na pełną wymianę oleju w co najmniej jednym urządzeniu, podłączony stałymi przewodami.

**13.3.4** Silniki elektryczne użyte w głównych urządzeniach napędowo-sterowych podlegają nadzorowi PRS w czasie produkcji, bez względu na ich moc.

**13.3.5** W odniesieniu do głównych urządzeń napędowo-sterowych z silnikami elektrycznymi należy spełnić również mające zastosowanie wymagania rozdziału 17 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

### **13.4 Przekładnie i łożyskowanie**

**13.4.1** Przekładnie zębate w urządzeniach głównych powinny spełniać wymagania rozdziału 4.

**13.4.2** Przekładnie urządzeń pomocniczych przeznaczonych do pracy krótkotrwałej mogą być przewidziane na ograniczoną ilość godzin pracy. Obliczenia tych przekładni, wykonane zgodnie z obowiązującymi normami, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**13.4.3** Trwałość umowna L10 łożysk tocznych w urządzeniach głównych nie powinna być krótsza niż 20 000 godzin.

**13.4.4** Trwałość umowna L10 łożysk tocznych w urządzeniach pomocniczych nie powinna być krótsza niż 5000 godzin.

**13.4.5** Ułożyskowanie kolumny obrotowej powinno zapewniać przenoszenie sił poosiowych w obu kierunkach.

### **13.5 Wały napędowe**

**13.5.1** Wały napędowe powinny spełniać wymagania rozdziału 15, w tym wymagania związane z klasą lodową, jeżeli mają zastosowanie.

**13.5.2** W odniesieniu do drgań skrętnych wałów napędowych obowiązują wymagania rozdziału 16.4.

### **13.6 Pędniki**

**13.6.1** Śruby napędowe o skoku stałym i skoku nastawnym powinny spełniać wymagania rozdziału 14.

**13.6.2** Śruby napędowe o kształcie niekonwencjonalnym i pędniki innych rodzajów podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

### **13.7 Maszyna sterowa**

**13.7.1** Maszyna sterowa urządzeń sterowo-napędowych powinna spełniać wymagania Rozdziału 6.2.

**13.7.2** Maszyna sterowa powinna być zdolna do przywrócenia urządzenia sterowo-napędowego do położenia neutralnego z dowolnego dopuszczalnego kąta przy maksymalnej prędkości eksploatacyjnej.

#### **Uwagi:**

1. Zgodnie z definicją podaną w IACS UI SC242 za maszynę sterową uznaje się urządzenie wraz ze wszystkimi systemami wspomagającymi.
2. W przypadku statków zaangażowanych w żeglugę międzynarodową, mogą mieć zastosowanie dodatkowe wymagania konwencji SOLAS.

### **13.8 Układy sterowania**

**13.8.1** Układy zdalnego sterowania urządzeniami napędowo-sterowymi powinny spełniać wymagania podrozdziału 20.2 z Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**13.8.2** Dla głównych urządzeń napędowo-sterowych obowiązują wymagania 20.5.1; .2; .3; .8; .10; .11; .12; .13; .14; .15 z Części VIII. Zaleca się uwzględnienie pozostałych wymagań rozdziału 20 z Części VIII.

### **13.9 Układy kontrolne**

**13.9.1** Układ wskazujący powinien spełniać wymagania podrozdziału 20.4.3 z Części VIII.

**13.9.2** Układ wskazujący powinien zapewniać na stanowiskach zdalnego sterowania co najmniej:

- wskazanie kierunku i wartości obrotów dla urządzeń z pędnikiem o stałej geometrii,
- wskazanie skoku i obrotów dla urządzeń ze śrubą o skoku nastawnym,
- wskazanie kierunku naporu.

**13.9.3** Układ alarmowy powinien spełniać wymagania podrozdziału 20.4.1 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania* oraz wymagania podane w tabeli 13.9.3. Układ alarmowy urządzeń pomocniczych o mocy zainstalowanych silników poniżej 200 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**Tabela 13.9.3**  
**Układ alarmowy urządzeń napędowo-sterowych**

Lp.	Zespół, instalacja, układ	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Uwagi
1.	Napęd hydrauliczny: – pędnika, – obrotu urządzenia, – zmiany skoku śruby	poziom w zbiorniku zapasowym cieczy hydraulicznej	minimalna	-
2.		ciśnienie cieczy hydraulicznej	minimalna	-
3.		różnica ciśnień na filtrze cieczy hydraulicznej	maksymalna	
4.		temperatura cieczy hydraulicznej	maksymalna	jeżeli zastosowano chłodnicę
5.	Instalacja smarowania urządzenia napędowo-sterowego	ciśnienie oleju lub poziom oleju w zbiorniku grawitacyjnym	minimalna	
6.	Silnik napędowy elektryczny: – pędnika, – obrotu urządzenia, – zmiany skoku śruby	wg <i>Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania</i> , tabela 21.3.1-1, lp. 2.5		-
7.	Układy kontrolne urządzenia napędowo-sterowego	zasilanie układu alarmowego	minimalna	-
8.		zasilanie zdalnego sterowania	minimalna	-
9.		środki awaryjnego zatrzymania wg 13.2.10	Awaryjne zatrzymanie	-
10.	Pomieszczenie urządzenia napędowo-sterowego	wykrywanie pożaru	pożar	-
11.		poziom w studziencie zęzowej *	wysoki poziom	-

\* Tam, gdzie jest to uzasadnione i możliwe, należy również stosować sygnalizację przedostania się wody do korpusu urządzenia.

### 13.10 Nadzór, próby i świadectwa

**13.10.1** Urządzenia napędowo-sterowe przeznaczone na statki z klasą PRS powinny być typu uznanego przez PRS.

**13.10.2** PRS może, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, zgodzić się na zastosowanie urządzenia posiadającego świadectwo uznania typu wydane przez inną instytucję klasyfikacyjną.

**13.10.3** W przypadku pojedynczej dostawy urządzenia, PRS może zgodzić się, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, na zastosowanie urządzenia nieposiadającego świadectwa uznania typu.



**13.10.4** Każde urządzenie napędowo-sterowe, o którym mowa w 13.10.1, 13.10.2 i 13.10.3, powinno być poddane podczas produkcji i prób nadzorowi PRS zgodnie z wymaganiami 13.10.6 i 13.10.7.

**13.10.5** Zakres nadzoru nad urządzeniami pomocniczymi o mocy zainstalowanych silników poniżej 200 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**13.10.6** Nadzór PRS nad produkcją i próbami urządzenia obejmuje:

- sprawdzenie zgodności zastosowanych materiałów i technologii z zatwierdzoną dokumentacją,
- sprawdzenie zgodności wykonania z zatwierdzoną dokumentacją,
- próby wyrobu, w tym próby ciśnieniowe korpusów, rurociągów i armatury oraz próby ruchowe u producenta.

Próby wyrobu należy przeprowadzić zgodnie z zatwierdzonym programem prób.

Próby ruchowe u producenta powinny być wykonane w obecności inspektora PRS. Pozostałe próby i czynności sprawdzające mogą być dokonane przez producenta, jeżeli tak przewidziano w zatwierdzonej przez PRS dokumentacji typu, a producent ma wdrożony certyfikowany system zarządzania jakością.

**13.10.6.1** Sprawdzeniu podlegają użyte materiały, podlegające nadzorowi w czasie produkcji zgodnie z 1.4.3.13 oraz technologie spawania, obróbki cieplnej i inne, podlegające uzgodnieniu przy zatwierdzaniu dokumentacji klasyfikacyjnej.

**13.10.6.2** Wszelkie zmiany i odstępstwa od zatwierdzonej dokumentacji typu, które zamierza się wprowadzić w produkcji wyrobu, powinny być wraz z uzasadnieniem przedstawione do zatwierdzenia przez PRS. Próby wyrobu można rozpocząć po zatwierdzeniu tych zmian i odstępstw.

**13.10.6.3** Próby ciśnieniowe korpusów należy przeprowadzać zgodnie z wymaganiami podanymi w 1.5.2.1. Dla prób korpusów obciążonych ciśnieniem hydrostatycznym od zewnątrz i/lub od wewnątrz jako ciśnienie robocze,  $p$ , przyjmuje się najwyższe, działające od jednej strony, ciśnienie hydrostatyczne w najniższym punkcie korpusu.

**13.10.6.4** Próby ruchowe u producenta powinny być przeprowadzone na stanowisku umożliwiającym sprawdzenie urządzenia przy obrotach znamionowych i przy obciążeniu wału napędowego i kolumny, jeżeli występuje, pełnym momentem obrotowym. PRS może rozważyć wykonanie określonej części lub całości prób ruchowych na statku.

Próby ruchowe obejmują:

- .1 próby rozruchów i zatrzymań napędu, próby nawrotu,
- .2 próby pracy urządzenia jako steru,
- .3 próby działania układów kontrolnych.

**13.10.6.5** Po zakończeniu prób ruchowych należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na wartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

**13.10.6.6** Po zakończeniu prób ruchowych należy dokonać oględzin zewnętrznych całego zespołu i – w uzasadnionych przypadkach – przeprowadzić oględziny wewnętrzne, w szczególności oględziny przekładni zębatach.

**13.10.6.7** Próby wyrobu uznaje się za przeprowadzone pomyślnie, jeżeli stwierdzono, że wyniki prób są zgodne z danymi projektowymi oraz, że zostały spełnione dla poszczególnych prób kryteria akceptacji.

**13.10.6.8** PRS wydaje metrykę urządzenia napędowo-sterowego po zaakceptowaniu kompletnego sprawozdania z prób wyrobu. Zastrzega się możliwość wydania metryki dopiero po próbach w morzu.

**13.10.7** Próby każdego urządzenia napędowo-sterowego w morzu powinny się odbywać zgodnie z zatwierdzonym programem.

W próbach należy zademonstrować zdolność urządzenia do zapewnienia napędu i sterowania statku we wszystkich przewidzianych wariantach pływania w morzu i przy manewrach.

Należy wykonać próby przy różnych możliwych w eksploatacji prędkościach statku, różnych ustawieniach i różnej mocy urządzenia napędowo-sterowego oraz podczas szybkich manewrów rozpoczynanych przy najbardziej niekorzystnych możliwych kombinacjach prędkości statku i ustawienia urządzenia.

Tam gdzie ma to zastosowanie, należy wykonać próbę uciągu na palu, zgodnie z wymaganiami PRS.

**13.10.7.1** Dla urządzeń instalowanych po raz pierwszy na danym statku PRS może zażądać wykonania pomiarów drgań liniowych.

**13.10.7.2** Podczas prób układów kontrolnych należy wykazać spełnienie wymagań określonych w 13.9.

**13.10.7.3** Po próbach w morzu PRS może zażądać przeglądu urządzenia w stanie otwartym.

**13.10.7.4** Po próbach w morzu należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

**13.10.7.5** PRS może zażądać przedstawienia, do rozpatrzenia, protokołu z prób urządzenia w morzu.

## 14 PĘDNIKI

### 14.1 Postanowienia ogólne

**14.1.1** Konstrukcja pędników innych niż klasyczne śruby podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**14.1.2** Wytyczne dotyczące napraw śrub napędowych zawarte są w *Publikacji 7/P – Naprawy śrub na-pędowych ze stopów miedzi*.

**14.1.3** Wymagania dotyczące pędników statków z klasą lodową zostały podane w *Publikacji 122/P – Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*.

### 14.2 Grubość skrzydeł

**14.2.1** Grubość skrzydła nie powinna być mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{3,65kA}{\sqrt[3]{(0,312 + \frac{H}{D})^2}} \sqrt{\frac{P}{nbZM}} \quad [\text{mm}] \quad (14.2.1)$$

gdzie:

- $s$  – największa grubość rozwiniętego przekroju cylindrycznego skrzydła mierzona prostopadle do powierzchni strony cisnącej lub do cięciwy geometrycznej profilu, odpowiednio na promieniu  $0,2R$  dla śrub odlanych w całości,  $0,25R$  lub  $0,3R$  dla śrub o konstrukcji składowej i  $0,35R$  dla śrub o skoku nastawnym oraz  $0,6R$  dla wszystkich śrub niezależnie od ich konstrukcji, [mm],
- $k$  = 1; dla statków ze wzmocnieniami lodowymi – patrz 22.2.6,
- $A$  – współczynnik wyznaczony z tabeli 3.2.1 dla promienia odpowiednio:  $0,2R$ ,  $0,25R$ ,  $0,3R$ ,  $0,35R$  i  $0,6R$  oraz zadanego kąta odchylenia skrzydła; gdy kąt odchylenia skrzydła różni się od wartości wyszczególnionych w tabeli, to współczynnik  $A$  należy przyjąć jak dla najbliższej większej wartości kąta,
- $P$  – moc na wale śrubowym przy mocy znamionowej silnika głównego, [kW],
- $n$  – znamionowa liczba obrotów wału śrubowego, [obr/min],
- $Z$  – liczba skrzydeł,
- $b$  – wyprostowana szerokość skrzydła odpowiednio na promieniu  $0,2R$ ,  $0,25R$ ,  $0,3R$ ,  $0,35R$ , i  $0,6R$ , [m],
- $D$  – średnica śruby, [m],
- $R$  – promień śruby, [m],
- $H/D$  – skok względny na promieniu  $0,7R$ ,
- $M$  =  $0,6R_{m(s)} + 180$ , lecz nie więcej niż 570 MPa dla stali i nie więcej niż 610 MPa dla stopów żelaznych,
- $R_{m(s)}$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału skrzydła, [MPa].

**Tabela 14.2.1**  
**Wartości współczynnika  $A$**

Promień skrzydła [m]	Kąt odchylenia skrzydła mierzony po stronie cisnącej skrzydła [stopnie]								
	0	2	4	6	8	10	12	14	16
0.20R	390	391	393	395	397	400	403	407	411
0.25R	378	379	381	383	385	388	391	394	398
0.30R	367	368	369	371	373	376	379	383	387
0.35R	355	356	357	359	361	364	367	370	374
0.60R	236	237	238	240	241	243	245	247	249

Na statkach z ograniczonym rejonem żeglugi, mających w symbolu klasy znak dodatkowy **II** lub **III**, grubość skrzydła  $s$  może być zmniejszona o 5%.

**14.2.2** Grubość wierzchołków skrzydeł nie powinna być mniejsza niż  $0,0035D$ .

**14.2.3** Pośrednie grubości skrzydła powinny być tak dobrane, aby linie łączące punkty maksymalnych grubości przekrojów skrzydła od stopy poprzez grubości pośrednie do wierzchołka miały płynny przebieg.

**14.2.4** W uzasadnionych przypadkach PRS może rozpatrzyć propozycje odmienne od wymagań 14.2.1 i 14.2.2, pod warunkiem przedłożenia dokładnych obliczeń wytrzymałościowych.

### 14.3 Piastry i elementy mocujące skrzydła

**14.3.1** Promienie zaokrąglenia przejścia skrzydła w piastę powinny wynosić w miejscu największej grubości skrzydła na stronie ssącej co najmniej  $0,04D$ , a na stronie cisnącej co najmniej  $0,03D$  ( $D$  – średnica śruby napędowej).

Jeżeli skrzydła nie są pochylone, to promień przejścia po obu stronach nie powinien być mniejszy niż  $0,03D$ .

Przejście skrzydła w piastę może być wykonane zmiennymi promieniami, pod warunkiem że współczynnik spiętrzenia naprężeń nie będzie większy niż dla przejść z wyżej określonym promieniem.

**14.3.2** W piaście śruby napędowej należy wykonać otwory służące do napełnienia smarem wolnych przestrzeni pomiędzy piastą a stożkiem wału. Należy również wypełnić smarem przestrzeń pod kapturem na-krętki dociskającej śrubę napędową.

Smar stosowany do wypełniania wspomnianych przestrzeni powinien mieć konsystencję stałą i nie powinien powodować korozji.

**14.3.3** Jeżeli skrzydła śruby napędowej są mocowane do piastry śrubami, to średnica trzpienia oraz średnica rdzenia gwintu tych śrub nie powinny być mniejsze niż  $d_s$ .

$$d_s = ks \sqrt{\frac{bR_{m(s)}}{d_1 R_{m(sm)}}} \quad [\text{mm}] \quad (14.3.3)$$

gdzie:

$k$  = 0,33 w przypadku zastosowania 3 śrub po stronie cisnącej,

$k$  = 0,30 w przypadku zastosowania 4 śrub po stronie cisnącej,

$k$  = 0,28 w przypadku zastosowania 5 śrub po stronie cisnącej,

$s$  – największa grubość skrzydła przy piaście w przekroju obliczonym zgodnie z 14.2.1 [mm],

$b$  – wyprostowana szerokość skrzydła (przekrój obliczeniowy) przy piaście [m],

$R_{m(s)}$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału skrzydeł [MPa],

$R_{m(sm)}$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału śrub mocujących [MPa],

$d_1$  – średnica koła podziałowego śrub mocujących; w przypadku rozmieszczenia śrub nie na kole podziałowym,  $d_1 = 0,85l$  (gdzie  $l$  – odległość między najbardziej oddalonymi od siebie śrubami) [m].

### 14.4 Śruby o skoku nastawnym

**14.4.1** Hydrauliczny układ wykonawczy urządzenia nastawczego skrzydeł śruby powinien być obsługiwany przez 2 niezależne pompy o jednakowej wydajności – zasadniczą i rezerwową. Jedna z tych pomp może być napędzana silnikiem głównym, przy czym powinna ona zapewniać przedstawienie skrzydeł śruby w każdych warunkach pracy tego silnika.

Statki wyposażone w 2 śruby o skoku nastawnym mogą mieć jedną niezależną pompę rezerwową dla obu śrub.

Jeżeli układ jest obsługiwany przez więcej niż 2 pompy, to ich wydatek powinien być tak dobrany, aby w przypadku awarii jednej z nich całkowity wydatek pozostałych umożliwiał przesterowanie skrzydeł śruby zgodnie z 14.4.4.

**14.4.2** Urządzenie nastawcze skrzydeł śruby napędowej powinno być tak wykonane, aby w przypadku awarii hydraulicznego układu wykonawczego istniała możliwość ustawienia skrzydeł w położenie dla ruchu statku naprzód.

**14.4.3** Hydrauliczny układ wykonawczy urządzenia nastawczego skrzydeł śruby powinien być wykonany zgodnie z wymaganiami *Części VI*, 1.5, 1.6, 1.13, 1.14, 10.1 i 10.3.

**14.4.4** Czas przesterowania skrzydeł śruby nastawnej z położenia „cała naprzód” na położenie „cała wstecz” – przy niepracującym silniku głównym – nie powinien przekraczać:

- 20 s dla śrub o średnicy do 2 m włącznie,
- 30 s dla śrub o średnicy powyżej 2 m.

## **14.5 Wyważanie śrub napędowych oraz śrub sterów strumieniowych i aktywnych**

Śruby napędowe oraz śruby sterów strumieniowych i aktywnych, po całkowitym zakończeniu obróbki, powinny być wyważone zgodnie z wymaganiami odpowiednich norm.

## **14.6 Próby systemu sterowania śrub o skoku nastawnym przeznaczonych do napędu głównego**

### **14.6.1 Zastosowanie**

Wymagania tego podrozdziału mają zastosowanie do wszystkich nowobudowanych statków oraz do wszystkich wymian, modyfikacji, napraw lub ponownych regulacji, które mogą mieć wpływ na sterowanie skokiem śruby lub na charakterystykę odpowiedzi głównego napędu.

### **14.6.2 Zakres prób**

#### **14.6.2.1 Próba odpowiedzi skoku**

Należy wykonać pełnozakresową próbę, aby ustalić odpowiedź skoku oraz zweryfikować czy pokrywa się on z krzywą kombinatora pędnika. Próby należy wykonać dla co najmniej trzech pozycji drążka sterowania w kierunku naprzód i wstecz (np. bardzo wolno naprzód/wstecz, pół mocy naprzód/wstecz, pełna moc naprzód/wstecz).

Próby należy wykonać w warunkach eksploatacyjnych normalnych oraz awaryjnych.

Próby, na które nie ma wpływu pozycja sterowania, mogą być wykonane tylko z jednej pozycji.

**Uwaga:** Krzywa kombinatora wyraża zależność między ustawieniem skoku pędnika a jego prędkością.

#### **14.6.2.2 Próba charakterystyki “niezawodny w przypadku awarii”**

Należy wykonać próbę “charakterystyki fail-to-safe (niezawodny w przypadku awarii)” systemu sterowania skokiem śruby w celu wykazania aktywacji sygnału alarmowego w przypadku awarii systemu kontroli i sterowania skokiem śruby lub sygnalizacji zwrotnej oraz że awaria nie powoduje zmian naporu. Takie awarie powinny być jednoznacznie identyfikowane i włączane do procedury prób.

#### **14.6.2.3 Procedura prób**

Procedura prób powinna być przygotowana i przedstawiona przez producenta systemu sterowania skokiem śruby lub integratora i uzgodniona z PRS.

#### 14.6.2.4 Zapisy parametrów

Producent systemu sterowania skokiem śruby lub integrator powinien ustalić wykaz parametrów, które będą zapisywane w czasie próby odpowiedzi skoku w ramach tego podrozdziału, a wykaz ten należy uzgodnić z PRS. Wykaz powinien zawierać o najmniej następujące parametry:

- a) Położenie drążka sterowania,
- b) Rzeczywiste wskazania skoku (lokalne, zdalne),
- c) Prędkość obrotowa pędnika,
- d) Czas odpowiedzi pomiędzy poleceniem zmiany skoku (zmiana położenia drążka) a momentem gdy skok śruby i jej prędkość uzyskały położenie końcowe,
- e) Zmiany naporu pędnika podczas przekazywania sterowania z jednego miejsca do drugiego.

#### 14.6.2.5 Wyniki próby

Próby powinny wykazać że:

- a) napór pędnika nie zmienił się w znaczny sposób w czasie przekazywania sterowania z jednego miejsca do drugiego oraz w przypadku awarii systemu poleceń i sterowania lub sygnalizacji zwrotnej.
- b) czasy odpowiedzi skoku śruby pomierzone w czasie próby nie przekraczają wartości maksymalnych określonych przez producenta systemu sterowania skokiem śruby lub integratora.

## 15 WAŁY NAPĘDOWE

### 15.1 Postanowienia ogólne

**15.1.1** Postanowienia rozdziału 15 mają zastosowanie przy projektowaniu wałów napędowych o typowej kutej konstrukcji, takich jak wały pośrednie, śrubowe oraz wały oporowe (niebędące częścią silników), które są napędzane przez maszyny wirujące, takie jak silniki spalinowe, turbiny lub silniki elektryczne.

**15.1.2** W przypadku wałów, które są integralną częścią urządzeń, takich jak przekładnie, napędy podwieszane, silniki elektryczne i/lub prądnice, pędniki, turbiny i które generalnie cechują się szczególnymi rozwiązaniami projektowymi, należy uwzględnić dodatkowe kryteria dotyczące między innymi dopuszczalnych wymiarów, sztywności, wysokiej temperatury otoczenia. Rozwiązania takie podlegają każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**15.1.3** Wymagania dla wałów napędowych z materiałów kompozytowych w każdym przypadku podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

### 15.2 Alternatywne metody obliczeń wałów napędowych

**15.2.1** Alternatywne metody obliczeń wałów napędowych mogą być rozważone przez PRS. W każdym przypadku alternatywne metody obliczeń powinny uwzględniać wszystkie obciążenia występujące w kompletnym układzie dynamicznym wału napędowego, we wszystkich dopuszczalnych warunkach eksploatacyjnych. Szczególną uwagę należy zwrócić na wymiary i rozwiązania sprzęgieł wałów.

**15.2.2** Alternatywne metody obliczeń muszą uwzględniać kryteria projektowe, obejmujące obciążenia ciągłe i zmienne (określenie wymiarów z uwzględnieniem wytrzymałości zmęczeniowej) oraz dotyczące chwilowych obciążeń szczytowych (określenie wymiarów z uwzględnieniem granicy plastyczności). Analiza obciążeń zmęczeniowych może być przeprowadzona oddzielnie dla różnych założonych obciążeń, na przykład tak jak podano w 16.2.2.

### 15.3 Wymagania materiałowe

**15.3.1** W wypadku wałów narażonych na naprężenia wywołane wibracjami zbliżonymi co do wartości do naprężeń dopuszczalnych dla pracy nieustalonej, materiał powinien mieć minimalną wytrzymałość na rozciąganie,  $R_m$  równą 500 MPa. W innych przypadkach możliwe jest stosowanie na wały materiałów o minimalnej wytrzymałości na rozciąganie,  $R_m$  równej 400 MPa.

**15.3.2** We wzorach przytoczonych w rozdziale 16 oraz w podrozdziale 16.2.2, wartość  $R_m$  należy przyjmować uwzględniając następujące ograniczenia:

- dla stali węglowych i stali manganowych minimalna wytrzymałość na rozciąganie,  $R_m$  nie powinna być przyjmowana jako większa niż 760 MPa w przypadku wzoru 15.4.1-3, i jako większa niż 600 MPa w przypadku wzorów 16.2.2.1.1 oraz 16.2.2.1.2;
- dla stali stopowych minimalna wytrzymałość na rozciąganie,  $R_m$ , nie powinna być przyjmowana jako większa niż 800 MPa;
- dla wałów śrubowych w ogólności minimalna wytrzymałość na rozciąganie,  $R_m$ , nie powinna być przyjmowana jako większa niż 600 MPa (dla stali węglowych, manganowych oraz stopowych).



**15.3.3** W przypadku zastosowania materiałów o wytrzymałości na rozciąganie,  $R_m$ , większej niż limity podane w punkcie 15.3.2, zmniejszenie wymiarów lub zwiększenie zakresu dopuszczalnych naprężeń wywołanych wibracjami jest niedopuszczalne w przypadku obliczeń wykonanych w oparciu o wzory podane w rozdziale 16 oraz w 16.2.2, o ile PRS nie stwierdzi, że materiał wykazuje podobną trwałość zmęczeniową jak stale konwencjonalne. Należy przeprowadzić próbę zmęczeniową na skręcanie zgodnie z wymaganiami *Załącznika I* do *UR M68 rev. 3*.

## 15.4 Obliczenia średnicy wałów

**15.4.1** Średnica wału,  $d_p$  nie powinna być mniejsza od wartości obliczonej w oparciu o wzór:

$$d_p = Fk \sqrt[3]{\frac{PB}{nA}} \quad [\text{mm}] \quad (15.4.1-1)$$

gdzie:

- $P$  – moc znamionowa na wale pośrednim, [kW],
- $n$  – znamionowa liczba obrotów wału pośredniego, [obr/min],
- $F$  – współczynnik uwzględniający typ napędu głównego:
  - $F=95$  – dla napędu turbinowego, napędu silnikiem wysokoprężnym z zastosowaniem sprzęgła poślizgowego i napędu silnikiem elektrycznym,
  - $F=100$  – dla innych rodzajów napędu,
- $k$  – współczynnik konstrukcji wału (patrz 15.4.4 oraz tabela 15.4.4),
- $A$  – współczynnik korekcyjny otworu współosiowego wierconego w wale, określony wg wzoru:

$$A = 1 - \left(\frac{d_o}{d_a}\right)^4 \quad (15.4.1-2)$$

gdzie:

- $d_o$  – średnica otworu współosiowego, [mm],
- $d_a$  – rzeczywista zewnętrzna średnica wału, [mm],  
w przypadku gdy  $d_o \leq 0.4d_a$  można przyjąć  $A = 1$ ;
- $B$  – współczynnik materiałowy określany wg wzoru:

$$B = \frac{560}{R_m + 160} \quad (15.4.1-3)$$

przy czym dla wałów pośrednich i oporowych  $B \geq 0,5833$ ,

$R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału wału, [MPa] – patrz 15.3.2

**15.4.2** Średnica wału śrubowego przed uszczelnieniem dziobowym pochwy wału śrubowego może być płynnie zmniejszona do średnicy obliczonej dla wału pośredniego przy podstawieniu do wzoru minimalnej wytrzymałości na rozciąganie,  $R_m$ , wymaganej dla wału śrubowego oraz przy uwzględnieniu ograniczeń podanych w podrozdziale 15.3.

**15.4.3** Na statkach z ograniczonym rejonem żeglugi, mających w symbolu klasy znak dodatkowy **II** lub **III**, średnica obliczeniowa wału pośredniego, oporowego oraz śrubowego,  $d_p$ , może być zmniejszona o 5%.

**15.4.4** Współczynnik  $k$  (dla zmęczenia małą liczbą cykli) oraz  $C_k$  (dla zmęczenia dużą liczbą cykli) określa wpływ:

- współczynnika koncentracji naprężeń (*scf* – *stress concentration factors*) względem koncentracji na-prężeń dla kołnierza z zaokrągleniem przejścia o promieniu wynoszącym  $0,08d_a$  (geometryczna koncentracja naprężeń wynosi dla tego przypadku około 1,45)

$$C_k \approx \frac{1,45}{scf} \quad (15.4.4-1)$$

oraz

$$k \approx \left[ \frac{scf}{1,45} \right]^x \quad (15.4.4-2)$$

gdzie wykładnik  $x$  uwzględnia wpływ karbu przy małej liczbie cykli;

- wpływ karbu; przyjęte wartości współczynników  $k$  oraz  $C_k$  są reprezentatywne dla stali miękkich ( $R_m < 600$  MPa), podczas gdy wpływ nagłego wzrostu naprężeń w kombinacji ze stalami o dużej wytrzymałości może być niedoszacowany.

**Tabela 15.4.4**  
**Wartości współczynnika  $k$  i  $C_k$  dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych wałów**

	Wały pośrednie					Wały oporowe*		Wały śrubowe		
	w całości ze sprzęgłem <sup>1)</sup> oraz ich odcinki proste	ze sprzęgłem osadzonym skurczowo <sup>2)</sup>	z rowkiem wpustowym przy połączeniu stożkowym <sup>3), 4)</sup>	z rowkiem wpustowym przy połączeniu cylindrycznym <sup>3), 4)</sup>	z otworem promieniowym <sup>5)</sup>	z rowkiem wzdłużnym <sup>6)</sup>	po obu stronach tarczy oporowej <sup>1)</sup>	w obrębie łożyska, jeżeli zastosowane jest łożysko toczne	ze śrubą mocowaną kołnierzowo lub osadzoną na stożku bez wpustu <sup>6)</sup>	ze śrubą osadzoną na wpust <sup>8)</sup>
$k = 1.0$	1.0	1.10	1.10	1.10	1.20	1.10	1.10	1.22	1.26	1.15
$C_k = 1.0$	1.0	0.60	0.45	0.50	0.30 <sup>7)</sup>	0.85	0.85	0.55	0.55	0.80

\* Niebędące częścią silnika.

- 1) Zaokrąglenie przejścia wymiarowego nie powinno być mniejsze niż  $0,08 d_a$
- 2)  $k$  oraz  $C_k$  dotyczy tylko wałów o niezmiennym przekroju. Tam gdzie na wał mogą działać naprężenia od drgań skrętnych bliskie drganiom dopuszczalnym dla pracy ciągłej, wymagane jest zwiększenie średnicy w obszarze połączeń skurczowych, np. wzrost średnicy wału o 1 do 2 % oraz odpowiednie wyprofilowanie stożka lub zaokrąglenia – patrz uwaga.
- 3) W odległości co najmniej  $0,2d_a$  od końca rowka na wpust średnica wału może być płynnie zmniejszona do średnicy  $d_p$  obliczonej dla  $k = 1,0$ .
- 4) Rowki na wpust nie mogą być stosowane w układach wałów, w których występują obroty zabronione.
- 5) Średnica otworu promieniowego,  $d_h$  nie może przekraczać  $0,3 d_a$
- 6) Długość rowka  $l/d_a < 0,8$ , szerokość rowka  $e/d_a > 0,15$  oraz  $d_o/d_a < 0,7$ . Końce rowka należy zaokrąglić promieniem nie mniejszym niż  $e/2$ . Zalecane jest unikanie zaokrąglenia krawędzi rowka, ponieważ powoduje to nieznaczny wzrost koncentracji naprężeń. Wartość  $k$  oraz  $C_k$  jest obowiązująca dla jednego, dwóch lub trzech rowków, tzn. dla rowków oddalonych od siebie o kąt, odpowiednio,  $360^\circ$ ,  $180^\circ$  i  $120^\circ$ .
- 7) Wartość  $C_k = 0,30$  jest przybliżeniem dla ograniczeń podanych powyżej w objaśnieniu <sup>6)</sup>. Dokładniejsze obliczenie współczynnika spiętrzenia naprężeń ( $scf$ ) może być wykonane zgodnie z punktem 15.4.5. W takim przypadku:

$$C_k = 1,45/scf$$

Należy zaznaczyć, że w tym przypadku współczynnik  $scf$  jest obliczany jako proporcja między maksymalnymi naprężeniami głównymi i nominalnymi naprężeniami skrętnymi pomnożonymi przez  $\sqrt{3}$  (obliczonymi dla wału z otworem współosiowym, wykonanego bez rowków wzdłużnych).

- 8) Ma zastosowanie jedynie dla odcinka wału śrubowego pomiędzy przednią krawędzią łożyska rufowego i przednią powierzchnią piasty śruby napędowej (lub, jeśli ma to zastosowanie, powierzchnią kołnierza wału śrubowego łączącego go ze śrubą napędową), lecz na długości nie mniejszej niż  $2,5 d_p$

**Uwaga:** Każda zmiana średnicy wału powinna być zaprojektowana w postaci wygładzonego stożka lub zaokrąglenia o odpowiednim promieniu. Wymaga się, aby zaokrąglenie było adekwatne do zmiany średnicy.

**15.4.5** Współczynnik spiętrzenia naprężeń (*scf* – *stress concentration factors*) na końcach rowków wzdłużnych może być określony na podstawie poniższego wzoru empirycznego (symbole zgodnie z objaśnieniem <sup>6)</sup> do tabeli 15.4.4).

$$scf = \alpha_{t[otworu]} + 0,8 \frac{(t-e)/d_p}{\sqrt{\left(1 - \frac{d_o}{d_p}\right) \cdot \frac{e}{d_p}}} \quad (15.4.5-1)$$

Wzór ten ma zastosowanie do:

- rowków oddalonych od siebie o kąt, odpowiednio, 360°, 180° i 120°,
- rowków z półkolistymi końcami; wielopromieniowe zakończenie rowka może zredukować naprężenia miejscowe, jednak takie przypadki nie zostały ujęte w powyższym wzorze empirycznym,
- rowków z krawędziami bez zaokrągleń (poza ukosowaniem), jako że każda zaokrąglona krawędź zwiększa nieznacznie współczynnik spiętrzenia naprężeń (*scf*).

$\alpha_{t[otworu]}$  odpowiada koncentracji naprężeń otworów promieniowych (w tym przypadku *e* jest średnicą otworu i może być obliczane na podstawie poniższego wzoru:

$$\alpha_{t[otworu]} = 2,3 - 3 \cdot \frac{e}{d_p} + 15 \cdot \left(\frac{e}{d_p}\right)^2 + 10 \cdot \left(\frac{e}{d_p}\right)^2 \cdot \left(\frac{d_o}{d_p}\right)^2 \quad (15.4.5-2)$$

lub upraszczając  $\alpha_{t[otworu]} = 2,3$ .

**15.4.6** Wały odpowiadające wymaganiom niniejszego rozdziału spełniają kryteria dla naprężeń zmęczeniowych przy małej liczbie cykli (zazwyczaj  $< 10^4$ ), np. cykle podstawowe czyli od obciążenia zerowego do pełnego i powrót do zerowego, włączając w to zwrotny moment obrotowy, jeżeli ma miejsce. Wymaganie to jest zawarte we wzorze 15.4.1-1.

## 15.5 Złącza wałów

**15.5.1** Wszystkie śruby łączące kołnierze wałów powinny być w zasadzie pasowane. Liczba śrub pasowanych może być zmniejszona do 50% ogólnej liczby śrub, przy czym liczba śrub pasowanych nie powinna być mniejsza niż trzy. Najmniejsza średnica śrub niepasowanych łączących kołnierze nie powinna być mniejsza niż średnica  $d_s$  określona wg wzoru 15.5.2.

Mogą być również stosowane połączenia kołnierzone przenoszące moment przez tarcie (bez śrub pasowanych), jednak stosowanie takich konstrukcji podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Nakrętki śrub łączących kołnierze wałów powinny być zabezpieczone przed odkręcaniem się.

**15.5.2** Średnica  $d_s$  śrub pasowanych łączących kołnierze wałów nie powinna być mniejsza niż określona wg wzoru:

$$d_s = 0,65 \sqrt{\frac{d_p^3 (R_{mp} + 160)}{i D R_{ms}}} \quad [\text{mm}] \quad (15.5.2)$$

gdzie:

$d_p$  – średnica obliczeniowa wału pośredniego z uwzględnieniem wzmocnień lodowych, jeżeli są wymagane, [mm]; w przypadku zwiększenia tej średnicy ze względu na drgania skrętne jako  $d_p$  należy przyjąć rzeczywistą średnicę wału pośredniego,

$i$  – liczba śrub pasowanych w złączu,

$D$  – średnica koła podziałowego śrub łączących, [mm],

$R_{mp}$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału wału, [MPa],

$R_{ms}$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału śrub, [MPa], przy czym:

$R_{mp} \leq R_{ms} \leq 1,7R$  lecz nie większa niż 1000 MPa.

Średnica śrub mocujących piastę śruby napędowej do kołnierza wału śrubowego podlega specjalnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**15.5.3** Grubość kołnierzy (pod łbami śrub) wałów pośrednich i oporowych oraz przedniego kołnierza wału śrubowego nie powinna być mniejsza niż  $0,2d_p$  lub  $d_s$  obliczonej ze wzoru 15.5.2 dla materiału z jakiego wykonano wał, w zależności od tego, która z tych wartości jest większa.

**15.5.4** Grubość kołnierza wału śrubowego łączącego go ze śrubą napędową nie powinna być mniejsza niż  $0,25$  rzeczywistej średnicy wału.

**15.5.5** Stosowanie kołnierzy z nierównoległymi powierzchniami zewnętrznymi podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS, przy czym ich grubość nie powinna być mniejsza niż  $d_s$ .

**15.5.6** Promień zaokrąglenia u nasady kołnierza wału nie powinien być mniejszy niż  $0,08$  rzeczywistej średnicy wału. Zaokrąglenie może być wykonane zmiennymi promieniami, jednak pod warunkiem, że współczynnik koncentracji naprężeń nie będzie większy niż przy zaokrągleniu jednym promieniem. Powierzchnia zaokrąglenia powinna być gładka i nienaruszona podtoczeniami dla łbów śrub lub ich nakrętek.

**15.5.7** Wymiary rowków na wpust i wymiary wpustów sprzęgieł powinny być takie, aby nacisk jednostkowy pochodzący od średniego momentu skręcającego, przy znamionowej mocy i znamionowej liczbie obrotów, działający na boczne ścianki rowka na wpust w wale i w kołnierzu, nie przekraczał  $0,75$  granicy plastyczności ich materiałów. Dolne krawędzie rowka należy zaokrąglić promieniem nie mniejszym niż  $0,0125$  średnicy wału, lecz nie mniejszym niż  $1,0$  mm.

## 15.6 Łożyska wału śrubowego

**15.6.1** Długość rufowego łożyska wału śrubowego powinna wynosić:

- .1** dla smarowanych olejem łożysk z białego metalu – nie mniej niż  $2,0$  razy przepisowa średnica wału w miejscu łożyska. Długość łożyska może być mniejsza pod warunkiem, że nominalne naciski nie przekroczą  $8$  bar dla wartości statycznej reakcji w łożysku, obliczonej z uwzględnieniem ciężaru wału i śruby, traktowanych jako obciążające wyłącznie łożysko rufowe i podzielonej przez powierzchnię rzutu wału. Jednakże minimalna długość łożyska nie powinna być mniejsza niż  $1,5$  rzeczywistej średnicy.
- .2** dla smarowanych wodą łożysk z materiałów syntetycznych – nie mniej niż  $4,0$  razy przepisowa średnica wału w miejscu łożyska. Dla łożyska z materiału syntetycznego można rozważyć długość łożyska nie mniejszą niż  $2,0$  razy przepisowa średnica wału w miejscu łożyska pod warunkiem, że konstrukcja i materiał łożyska będą potwierdzone doświadczalnie w sposób przekonywujący dla PRS. Materiały syntetyczne do zastosowań w łożyskach rufowych piasty wału śrubowego powinny być uznanego typu;
- .3** dla smarowanych olejem łożysk z kauczuku syntetycznego, laminatów z żywic lub tworzyw sztucznych – nie mniej niż  $2,0$  razy przepisowa średnica wału w miejscu łożyska. Długość łożyska może być mniejsza pod warunkiem, że nominalne naciski nie przekroczą  $6$  bar dla wartości statycznej reakcji w łożysku, obliczonej z uwzględnieniem ciężaru wału i śruby, traktowanych jako obciążające wyłącznie łożysko rufowe i podzielonej przez powierzchnię rzutu wału. Jednakże minimalna długość łożyska nie powinna być mniejsza niż  $1,5$  rzeczywistej średnicy. Jeżeli próby i doświadczenie eksploatacyjne wykażą, że materiał jest zadowalający, to można rozważyć zwiększenie nacisków w łożysku. Materiały syntetyczne, które mają być zastosowane na łożyska rufowe smarowane olejem powinny być typu uznanego przez PRS.
- .4** długość łożyska smarowanego smarem nie powinna być mniejsza niż  $4,0$  razy projektowej średnicy wału w rejonie łożyska.

**15.6.2** Jeżeli zastosowano zawór odcinający dopływ wody do smarowania łożyska, to należy zamontować go na pochwie wału lub na grodzi skrajnika rufowego. Na rurociągu doprowadzającym wodę do smarowania tego łożyska należy zainstalować wskaźnik przepływu.

Zaleca się stosować urządzenia zapobiegające zamarzaniu wody w pochwie wału.

**15.6.3** Łożyska smarowane olejem powinny mieć wymuszone chłodzenie oleju, z wyjątkiem przypadku, gdy skrajnik rufowy jest stale napełniony wodą.

Należy przewidzieć środki do pomiaru temperatury obciążonej części łożyska. Dla łożysk o średnicy czopa mniejszej niż 400 mm może być zaakceptowany pomiar temperatury oleju w rejonie łożyska.

**15.6.4** W przypadku olejowego smarowania łożysk zbiorniki grawitacyjne powinny być usytuowane ponad linią zanurzenia oraz zaopatrzone w poziomowskazy i sygnalizację niskiego poziomu oleju.

## 15.7 Bezwpustowe skurczowe osadzenie śruby napędowej i sprzęgieł linii wałów

**15.7.1** W przypadkach bezwpustowego osadzenia śrub napędowych i/lub sprzęgieł zbieżność stożka wału nie powinna być większa niż 1:15. Jeżeli zbieżność nie przekroczy wartości 1:50, to połączenie wału ze sprzęgłem może być wykonane bez końcowej nakrętki lub innego zamocowania sprzęgła.

**15.7.2** Bezwpustowe skurczowe osadzenie śruby napędowej na wale śrubowym powinno być wykonane bez tulei pośredniej między piastą śruby napędowej a wałem. Konstrukcje z użyciem tulei pośredniej podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**15.7.3** Przy montażu rozłącznego bezwpustowego połączenia skurczowego (patrz rys. 15.7.3) przesunięcie osiowe piasty względem wału lub tulei pośredniej od momentu uzyskania styku metalicznego na powierzchni stożkowej po wykasowaniu luzu nie powinno być mniejsze, niż określone wg wzoru:

$$\Delta h = \left[ \frac{80B}{hz} \sqrt{\left( \frac{1910PL^3}{nD_w} \right)^2 + T^2} + \frac{D_w(\alpha_y - \alpha_w)(t_e - t_m)}{z} \right] K \quad [\text{cm}] \quad (15.7.3)$$

gdzie:

$\Delta h$  – montażowe osiowe przesunięcie piasty,

$B$  – współczynnik materiałowo-kształtowy połączenia:

$$B = \frac{1}{E_y} \left( \frac{y^2 + 1}{y^2 - 1} + \nu_y \right) + \frac{1}{E_w} \left( \frac{1 + w^2}{1 - w^2} - \nu_w \right) \quad [\text{MPa}^{-1}]$$

Współczynnik  $B$  przy połączeniach z wałem stalowym bez otworu można określać z tabeli 15.7.3 z zastosowaniem interpolacji liniowej.

**Tabela 15.7.3**  
**Współczynnik  $B \times 10^5$  [MPa<sup>-1</sup>]**

Współ- czynnik $y$	Wał stalowy pełny: $w = 0$ ; $E_w = 2,059 \times 10^5$ MPa; $\nu_w = 0,3$							
	Piasta na bazie stopów miedzi $\nu_y = 0,34$							Piasta stalowa
	$E_y = 0,98$ $\times 10^5$ MPa	$E_y = 1,078$ $\times 10^5$ MPa	$E_y = 1,178$ $\times 10^5$ MPa	$E_y = 1,274$ $\times 10^5$ MPa	$E_y = 1,373$ $\times 10^5$ MPa	$E_y = 1,471$ $\times 10^5$ MPa	$E_y = 1,569$ $\times 10^5$ MPa	$\nu_y = 0,3$ $E_y = 2,059$ $\times 10^5$ MPa
1.2	6.34	5.79	5.34	4.96	4.63	4.34	4.09	3.18
1.3	4.66	4.26	3.95	3.66	3.43	3.22	3.04	2.38
1.4	3.83	3.52	3.25	3.03	2.83	2.67	2.52	1.98
1.5	3.33	3.07	2.83	2.64	2.47	2.34	2.21	1.74
1.6	3.01	2.77	2.57	2.40	2.24	2.12	2.01	1.59
1.7	2.78	2.48	2.38	2.22	2.09	1.97	1.87	1.49
1.8	2.62	2.38	2.23	2.09	1.97	1.86	1.76	1.41
1.9	2.49	2.29	2.13	1.99	1.88	1.77	1.68	1.35
2.0	2.39	2.20	2.05	1.92	1.80	1.70	1.62	1.29
2.1	2.30	2.13	1.98	1.86	1.74	1.65	1.57	1.25
2.2	2.23	2.06	1.92	1.79	1.69	1.60	1.53	1.22
2.3	2.18	2.01	1.88	1.75	1.65	1.57	1.49	1.19
2.4	2.13	1.97	1.84	1.72	1.62	1.54	1.46	1.17

$E_y$  – moduł sprężystości przy rozciąganiu materiału piasty, [MPa],

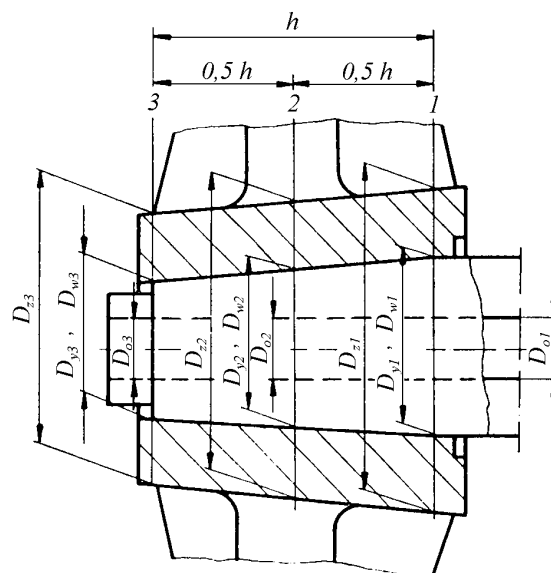
$E_w$  – moduł sprężystości przy rozciąganiu materiału wału, [MPa],

$\nu_y$  – liczba Poissona dla materiału piasty,

$\nu_w$  – liczba Poissona dla materiału wału (dla stali  $\nu_w = 0,3$ ),

$y$  – średni współczynnik średnicy zewnętrznej piasty,

$w$  – średni współczynnik średnicy otworu w wale.



Rys. 15.7.3

$D_w$  – średnia średnica zewnętrzna wału w miejscu styku z piastą lub tuleją pośrednią, [cm]:

- bez tulei pośredniej:

$$\begin{aligned} D_{w1} &= D_{y1}, & D_{w3} &= D_{y3} \\ D_{w2} &= D_{y2}, & D_w &= D_y \end{aligned}$$

- z tuleją pośrednią:

$$\begin{aligned} D_{w1} &\neq D_{y1}, & D_{w3} &\neq D_{y3} \\ D_{w2} &\neq D_{y2}, & D_w &\neq D_y \end{aligned}$$

- dla piasty:

$$y = \frac{D_{z1} + D_{z2} + D_{z3}}{D_{y1} + D_{y2} + D_{y3}}$$

- dla wału:

$$\begin{aligned} w &= \frac{D_{o1} + D_{o2} + D_{o3}}{D_{w1} + D_{w2} + D_{w3}} \\ D_w &= \frac{D_{w1} + D_{w2} + D_{w3}}{3} \\ D_y &= \frac{D_{y1} + D_{y2} + D_{y3}}{3} \end{aligned}$$

- $h$  – czynna wysokość stożka styku wału lub tulei pośredniej z piastą, z odliczeniem rowków do rozprowadzania oleju, [cm],
- $z$  – zbieżność stożka styku wału lub tulei pośredniej z piastą,
- $P$  – moc przenoszona przez połączenie, [kW],
- $L$  = 1 (dla statków ze wzmocnieniami lodowymi patrz *Publication 122/P – Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*),
- $n$  – prędkość obrotowa połączenia, [obr/min],
- $T$  – napór śruby napędowej statku na uwięzi przy kierunku obrotów „naprzód”, [kN],
- $\alpha_y$  – współczynnik cieplnej rozszerzalności liniowej materiału piasty, [1/°C],
- $\alpha_w$  – współczynnik cieplnej rozszerzalności liniowej materiału wału, [1/°C],
- $t_e$  – temperatura połączenia w warunkach eksploatacji, [°C],
- $t_m$  – temperatura połączenia w chwili montażu, [°C],
- $K$  = 1,0 dla połączeń bez tulei pośredniej,
- $K$  = 1,1 dla połączeń z tuleją pośrednią.

Obliczenie należy przeprowadzić dla najwyższej temperatury eksploatacji  $t_e = 35^\circ\text{C}$ .

**15.7.4** Naddatek na wcisk przy montażu dla nierozłącznych połączeń skurczowych stalowych sprzęgieł na stalowych wałach nie powinien być mniejszy, niż określony wg wzoru:

$$\Delta_D = \frac{80B}{h} \sqrt{\left(\frac{1910PL^3}{nD_w}\right)^2 + T^2} \quad [\text{cm}] \quad (15.7.4)$$

$\Delta_D$  – naddatek na wcisk przy montażu na średnicy  $D_w$ .

Pozostałe oznaczenia – patrz 15.7.3.

**15.7.5** Dla piasty bezwpułstowego połączenia skurczowego rozłącznego i nierozłącznego powinna być spełniona zależność:

$$\frac{A}{B} \left[ \frac{C}{D_y} + (\alpha_y - \alpha_w)t_m \right] \leq 0,75R_{ey} \quad (15.7.5-1)$$

gdzie:

$A$  – współczynnik kształtu piasty, obliczany wg wzoru:





$$A = \frac{1}{y^2-1} \sqrt{1 + 3y^4} \quad (15.7.5-2)$$

Współczynnik  $A$  można określać z tabeli 15.7.5 z zastosowaniem interpolacji liniowej.

**Tabela 15.7.5**  
**Współczynnik  $A$**

$y$	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4
$A$	6.11	4.48	3.69	3.22	2.92	2.70	2.54	2.42	2.33	2.26	2.20	2.15	2.11

$C$  =  $\Delta D_r$  – dla połączeń nierozłącznych,

$C$  =  $\Delta h_r z$  – dla połączeń rozłącznych,

$\Delta h_r$  – rzeczywiste zastosowane przy montażu przesunięcie piasty w temperaturze  $t_m$ , [cm];  
 $\Delta h_r \geq \Delta h$

$\Delta D_r$  – rzeczywisty zastosowany przy montażu naddatek na wcisk przy połączeniu nierozłącznym, [cm];  $\Delta D_r \geq \Delta D$ ,

$R_{ey}$  – granica plastyczności materiału piasty, [MPa],

$D_y$  – średnia średnica wewnętrzna piasty w miejscu styku z wałem lub tuleją pośrednią, [cm].

Pozostałe oznaczenia – patrz 15.7.3.

## 15.8 Urządzenia hamulcowe

W zestawie linii wałów powinno być przewidziane urządzenie hamulcowe. W tym celu mogą być zastosowane: hamulec, obracarka lub inna blokada uniemożliwiająca swobodne obracanie się linii wałów w przypadku awarii silnika głównego.

## 15.9 Uszczelnienie pochwy wału śrubowego

**15.9.1** We wszystkich przypadkach pochwy wałów śrubowych powinny być umieszczone w zamkniętych wodoszczelnych przestrzeniach o rozsądnej objętości.

Na statkach pasażerskich uszczelnienie rufowe powinno być usytuowane w wodoszczelnym tunelu linii wałów lub innej wodoszczelnej przestrzeni oddzielonej od przestrzeni pochwy wału śrubowego i o takiej objętości, aby w przypadku jej zalania wskutek przecieku przez uszczelnienie rufowe pokład grodziowy pozostał niezanurzony. Jako odstępstwo, na statkach towarowych mogą być zastosowane inne rozwiązania w celu zminimalizowania niebezpieczeństwa przedostania się wody do wnętrza statku w przypadku uszkodzenia uszczelnienia pochwy wału śrubowego.

**15.9.2** Na statkach towarowych, jeżeli pochwa wału śrubowego jest umieszczona w zamkniętej wodoszczelnej przestrzeni o rozsądnej objętości, takiej jak skrajnik rufowy, a dziobowy koniec pochwy wału śrubowego przechodzi do przedziału maszynowego przez wodoszczelną gródź między przedziałem maszynowym a skrajnikiem rufowym, to takie rozwiązanie uznaje się za rozwiązanie akceptowalne, spełniające wymagania prawidła 12.11 Rozdziału II-1 Konwencji SOLAS 1974, ze zmianami, pod warunkiem że dziobowy koniec pochwy wału śrubowego jest skutecznie uszczelniony na wodoszczelnej rufowej gródzi przedziału maszynowego za pomocą zatwierdzonego przez PRS wodoszczelnego i olejuszczelnego układu uszczelnienia.

## 15.10 Ułożenie linii wałów

Dla prawidłowego rozmieszczenia łożysk układu napędowego należy wykonać analizę obliczeniową ułożenia linii wałów, którą należy przedłożyć w Centrali PRS do rozpatrzenia, a także przedstawić producentowi silnika głównego w przypadku napędu bezpośredniego. Za zgodą PRS analiza taka może być pominięta dla układów napędowych z wałem pośrednim o średnicy poniżej 300 mm.

**15.10.1** Wymagania dotyczące zakresu obliczeń ułożenia linii wałów:

- obliczenia ułożenia linii wałów należy wykonywać zawsze, gdy średnica wału pośredniego wynosi 300 mm lub więcej;
- obliczenia ułożenia linii wałów należy zawsze wykonywać dla napędów z przekładnią redukcyjną, gdzie wał wyjściowy na śrubę napędową jest napędzany przez dwa lub więcej małych kół zębatych dla biegu naprzód;
- obliczenia ułożenia linii wałów należy zawsze wykonywać dla prądnicy wałowej lub silnika elektrycznego, jeśli stanowią integralną część wolnoobrotowego układu napędowego;
- wyniki obliczeń powinny zawierać reakcje w łożyskach, siły tnące i momenty zginające wzdłuż całej linii wałów, szczegóły pochylenia łożyska rufowego (gdy pochylenie takie występuje), projektową odchyłkę łożysk od linii bazowej (prostej) i szczegółowy opis procedury układania linii wałów. Opracowanie powinno zawierać tabelaryczną i graficzną prezentację linii ugięcia wałów w stosunku do linii bazowej, a także prezentację naprężeń gnących i sił tnących;
- obliczenia należy wykonać dla zimnego i gorącego stanu napędu, z uwzględnieniem przemieszczeń cieplnych i maksymalnych dopuszczalnych tolerancji ułożenia. Stan gorący powinien być przeliczony zarówno dla zanurzenia konstrukcyjnego jak i dla balastowego;
- w obliczeniach należy uwzględnić wpływ:
  - siły wyporu wody działającej na śrubę napędową i wał śrubowy;
  - obciążeń hydrodynamicznych od śruby napędowej – zarówno dla zanurzenia konstrukcyjnego, jak i dla balastowego;
  - przemieszczeń elementów układu napędowego spowodowanych rozszerzalnością termiczną (łącznie z uniesieniem dna podwójnego w obrębie podgrzewanych zbiorników i innych źródeł ciepła);
  - obciążeń kół przekładni;
  - luzów łożyskowych i przesunięć kątowych wału wyjściowego przekładni w jego łożyskach;
  - sztywności łożyska (jeśli jest potwierdzona przez doświadczenie lub oszacowanie, inaczej należy przyjąć nieskończoną sztywność);
  - odkształceń kadłuba i konstrukcji statku otaczającej napęd.
- w czasie analizy ułożenia należy ponadto ocenić wpływ:
  - rozszerzalności cieplnej materiałów;
  - sił pochodzących od ułożenia;
  - sił reakcji w sprzęgłach zębatych;
  - sił w przegubach uniwersalnych (Cardana).

**15.10.2** Wymagania dotyczące wyników obliczeń ułożenia linii wałów:

- raport z wynikami obliczeń powinien zawierać wszystkie dane wejściowe użyte w obliczeniach (wraz z odniesieniami do odpowiednich rysunków) oraz krótką charakterystykę elementów napędu (producent, typ, główne parametry);
- opracowanie powinno zawierać listę stanów pracy i parametrów zmiennych, które mają wpływ na dany stan;
- opracowanie powinno zawierać dane o luzach łożyskowych w rozpatrywanych łożyskach;
- obciążenia łożysk we wszystkich stanach pracy powinny mieścić się w zakresie dopuszczalnych obciążeń określonych przez producentów tych łożysk;
- opracowanie powinno zawierać współczynniki korekcyjne dla reakcji w łożysku, jeśli obciążenie łożyska jest mierzone przy użyciu podnośnika umieszczonego w pobliżu łożyska, a nie bezpośrednio pod łożyskiem;
- zerowa lub bliska zeru reakcja w łożysku jest akceptowalna, gdy nie ma niekorzystnego wpływu na drgania kołowe linii wałów (whirling vibration);

- obciążenie statyczne w łożysku rufowym powinno być poniżej 0,8 MPa dla białego metalu i poniżej 0,6 MPa dla łożysk z tworzywa sztucznego przy długości łożyska wynoszącej od 1,5 do 2 rzeczywistych średnic wału śrubowego;
- siły tnące i momenty zginające działające na elementy napędu powinny mieścić się w granicach dopuszczalnych, określonych przez producenta danego elementu; szczególnie ważne jest to dla kołnierza wału korbowego silnika i wału wyjściowego przekładni w temperaturze pracy układu napędowego (stan gorący);
- względna niewspółosiowość między wałem śrubowym a łożyskiem rufowym powinna być poniżej  $0,3 \cdot 10^{-3}$  rad (0,3 mm/m), w innym przypadku należy zastosować pochylenie łożyska rufowego lub wytoczenie otworu w łożysku pod kątem;
- opracowanie powinno zawierać dane służące do realizacji ułożenia linii wałów na statku z dopuszczalnymi tolerancjami – chodzi tu o załamanie i opad (sag i gap) między kołnierzem linii wałów a kołnierzem wału korbowego lub wału wyjściowego przekładni, oraz tolerancje obciążenia łożysk;
- maksymalne naprężenia zginające w wałach są ograniczone kryteriami Przepisów, dotyczącymi wymiarów wałów;
- należy spełnić kryteria akceptacji zdefiniowane przez producenta przekładni, np. ograniczenia dotyczące obciążenia łożysk wału wyjściowego przekładni z uwzględnieniem dopuszczalnej różnicy w ich wielkości.

**15.10.3** Przed montażem wału śrubowego należy sprawdzić prawidłowość położenia osi łożysk rufowych (łożyska rufowego) względem pozostałych łożysk układu napędowego. Ostateczne ułożenie linii wałów na statku (potwierdzone przez odpowiednie zapisy z pomiarów) powinno być sprawdzone na statku znajdującym się na wodzie, w obecności inspektora PRS.

**15.10.4** W przypadku gdy spodziewana jest zmiana osiowości przy oddziaływaniu sił zewnętrznych (np. po wejściu na mieliznę, przy odkształceniach kadłuba na skutek prac spawalniczych), które mogły mieć wpływ na osiowanie, należy wykonać odpowiednie pomiary (np. luzu łożysk pośrednich, sił działających w łożyskach, bicia wałów w rejonie łożysk, przylegania ząbienia w celu wykrycia braku centryczności, utraty centryczności SAG, GAP na połączeniu wału z kołnierzem wyjściowym przekładni) w obecności inspektora PRS

## 16 DRGANIA SKRĘTNE

### 16.1 Postanowienia ogólne

**16.1.1** Zakres i metodyka obliczeń drgań skrętnych układu napędowego powinny umożliwiać pełną analizę obciążeń dynamicznych we wszystkich elementach tego układu dla każdego przewidzianego w normalnej eksploatacji wariantu jego pracy.

PRS należy przedstawić do rozpatrzenia obliczenia wykonane przy założeniu:

- normalnej pracy silnika,
- braku zapłonu (np. braku wtrysku paliwa, ale z kompresją) w tym cylindrze silnika, którego niesprawność spowoduje najbardziej niekorzystne obciążenia dynamiczne.

Zaleca się przeprowadzenie obliczeniowej analizy sytuacji awaryjnych w pracy układu (np. awaria tłumika, uszkodzenie sprzęgła elastycznego, urwanie skrzydła śruby napędowej itp.), które zdaniem konstruktora są najbardziej prawdopodobne i znaczące. W uzasadnionych przypadkach PRS może wymagać przedstawienia, do wglądu, wyników takiej analizy.

W przypadku wprowadzenia w eksploatowanym układzie napędowym zmian konstrukcyjnych, które wpływają na jego cechy dynamiczne i zmienne obciążenia powodowane drganiami skrętnymi, obliczenia drgań skrętnych należy przeprowadzić ponownie i przedstawić PRS do rozpatrzenia.

Naprężenia od drgań skrętnych są naprężeniami dodawanymi do naprężeń skręcających, pochodzących od średniego momentu obrotowego przy rozpatrywanej liczbie obrotów i mocy.

**16.1.2** Obliczenia drgań skrętnych powinny zawierać:

- .1 dane do obliczeń:
  - masowe momenty bezwładności i sztywności poszczególnych elementów układu,
  - schemat ideowy wszystkich mających zastosowanie przypadków pracy układu,
  - typ i parametry znamionowe tłumików drgań skrętnych, sprzęgieł elastycznych, przekładni redukcyjnych i prądnic – w przypadku ich zastosowania
- .2 tablice kolejnych form drgań własnych, mających rezonanse w zakresie od  $0,2n_z$  do  $1,2n_z$  z harmonicznymi jak określono w .3;
- .3 kolejność zapłonów w cylindrach silnika oraz wartości geometrycznych sum względnych amplitud wychYLENIA wykorbień dla wszystkich rozpatrywanych form i harmonicznych rzędów od 1 do 16 dla silników dwusuwowych i od 0,5 do 12 dla silników czterosuwowych;
- .4 naprężenia w najsłabszych przekrojach cylindrycznych części wału pochodzące od wszystkich mających znaczenie harmonicznych momentów wymuszających w zakresie obrotów od  $0,2 n_z$  do  $1,05 n_z$  dla silników głównych i od  $0,5 n_z$  do  $1,1 n_z$  dla silników zespołów prądotwórczych;
- .5 momenty dynamiczne w sprzęgłach elastycznych i na kole atakującym przekładni redukcyjnych w zakresie obrotów jak określono w .4;
- .6 dla zespołów prądotwórczych – momenty dynamiczne na wirniku prądnicy;
- .7 amplitudy drgań w założonym punkcie pomiaru (na masie pomiarowej), odpowiadające obliczeniowym wartościom naprężeń sumarycznych i momentów dynamicznych wymaganych w .4, .5 i .6 amplitudy przemiennych naprężeń od drgań skrętnych należy rozumieć jako  $(\tau_{\max} - \tau_{\min})/2$ ;
- .8 przedstawione w formie graficznej i tabelarycznej wartości obciążeń dynamicznych i parametrów drgań skrętnych wymienionych w .4 do .7. Wykresy i tabele powinny zawierać zarówno wartości sumaryczne, jak i najbardziej znaczące wartości składowych harmonicznych.

**16.1.3** Należy uwzględnić obliczenia drgań skrętnych systemu napędu statków z bałtycką klasą lodową lub klasą polarną, właściwe dynamiczne obciążenie od lodu wynikające z interakcji pędnika z lodem (mielenie, uder), tak aby spełnione były wymagania *Publikacji 122/P*.

## 16.2 Naprężenia dopuszczalne

### 16.2.1 Wały korbowe

**16.2.1.1** Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych podczas długotrwałej pracy silników nie powinny być większe niż określone wg poniższych wzorów:

- .1 w zakresach prędkości obrotowej wału korbowego:

$0,7n_z \leq n \leq 1,05n_z$  – dla silników głównych statków ze wzmocnieniami lodowymi **L1A** i **L1**,  
 $0,9n_z \leq n \leq 1,05n_z$  – dla silników głównych pozostałych statków,  
 $0,9n_z \leq n \leq 1,10n_z$  – dla silników napędzających prądnice lub inne mechanizmy pomocnicze,

- w przypadku gdy wartość maksymalnych zmiennych naprężeń od drgań skrętnych,  $\tau_{Nmax}$ , określono według metody obliczeniowej wałów korbowych podanej w *Publikacji 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych*:

$$\tau_{1k} \leq \pm \tau_{Nmax} \quad (16.2.1.1.1-1)$$

- a w przypadku gdy wymieniona metoda nie była stosowana:

$$\tau_{2k} \leq \pm 30,36C_D \quad (16.2.1.1.1-2)$$

- .2 w zakresach prędkości obrotowych wału korbowego niższych od wymienionych w .1, odpowiednio:

$$\tau_{3k} \leq \pm \frac{\tau_k \left[ 3 - 2 \left( \frac{n}{n_z} \right)^2 \right]}{1,38} \quad (16.2.1.1.2-1)$$

lub

$$\tau_{4k} \leq \pm 22C_D \left[ 3 - 2 \left( \frac{n}{n_z} \right)^2 \right] \quad (16.2.1.1.2-2)$$

gdzie:

$\tau_{1k}, \tau_{2k}, \tau_{3k}, \tau_{4k}$  – naprężenia dopuszczalne, [MPa],

$C_D$  – współczynnik wielkości określony wg wzoru:

$$C_D = 0,35 + 0,93d^{-0,2}$$

$d$  – średnica rozpatrywanego wału w najszlubszym przekroju, [mm],

$$d = \min [d_{cz ram.}, d_{cz korb.}],$$

$n$  – rozpatrywana liczba obrotów, [obr/min],

$n_z$  – znamionowa liczba obrotów, [obr/min].

Dla układów napędowych eksploatowanych długotrwale ze znamionowym momentem obrotowym w mających praktyczne zastosowanie zakresach prędkości obrotowych niższych od znamionowych (np. na holownikach, trawlerach rybackich itp.) naprężenia nie powinny być większe niż określone wg wzoru 16.2.1.1.1-1 lub 16.2.1.1.1-2.

**16.2.1.2** Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych dla zabronionych zakresów obrotów, przez które konieczne jest szybkie przejście, nie powinny być większe niż obliczone wg wzorów:

$$\tau_{1kz} = \pm 1,9\tau_{3k} \quad (16.2.1.2-1)$$

lub

$$\tau_{2kz} = \pm 1,9\tau_{4k} \quad (16.2.1.2-2)$$

zależnie od przyjętej metody obliczeń, gdzie:

$\tau_{1kz}$  i  $\tau_{2kz}$  – dopuszczalne naprężenia dla szybkiego przejścia, [MPa],

$\tau_{3k}$  i  $\tau_{4k}$  – patrz 16.2.1.1.

## 16.2.2 Wały pośrednie, oporowe, śrubowe i wały prądnic

**16.2.2.1** Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych podczas długotrwałej pracy w dowolnej części wału nie powinny być większe niż określone wg wzorów:

.1 w zakresach prędkości obrotowej wału:

0.7  $n_z \leq n \leq 1.05 n_z$  – dla statków ze wzmocnieniami lodowymi **L1A** i **L1**,

0.9  $n_z \leq n \leq 1.05 n_z$  – dla innych statków,

0.9  $n_z \leq n \leq 1.10 n_z$  – dla prądnic,

$$\tau_{1w} = \pm 1,38C_w C_k C_D \quad (16.2.2.1.1)$$

.2 w zakresach prędkości obrotowych niższych od określonych w .1:

$$\tau_{2w} = C_w C_k C_D \left[ 3 - 2 \left( \frac{n}{n_z} \right)^2 \right] \quad (16.2.2.1.2)$$

gdzie:

$\tau_{1w}$ ,  $\tau_{2w}$  – naprężenia dopuszczalne, [MPa],

$C_w$  – współczynnik materiałowy,

$$C_w = \frac{R_m + 160}{18} \leq 42.2$$

(wartości  $R_m > 600$  MPa nie uwzględnia się),

$R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie materiału wału, [MPa],

$C_k$  – współczynnik konstrukcji wału (patrz 15.4.4):

= 1,0 dla wałów pośrednich i wałów prądnic z kołnierzami odkutymi wraz z wałem,

= 0,6 dla wałów pośrednich i wałów prądnic w obrębie rowków wpustowych,

= 0,85 dla wałów oporowych w obrębie określonym w 15.4,

= 0,55 dla wałów śrubowych w obrębie, w którym zgodnie z 15.5.1 przyjmuje się współczynnik 1,22 lub 1,26,

$C_D$ ,  $n$ ,  $n_z$  – patrz 16.2.1.1.2.

Dla układów napędowych eksploatowanych długotrwale ze znamionowym momentem obrotowym przy obrotach niższych od znamionowych (np. na holownikach, trawlerach rybackich itp.) naprężenia nie powinny być większe niż określone wg wzoru 16.2.2.1.1.

**16.2.2.2** Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych dla zabronionych zakresów obrotów, przez które konieczne jest szybkie przejście, nie powinny być wyższe od określonych wg wzoru:

$$\tau_{wz} = \pm \frac{1,7\tau_{2w}}{\sqrt{C_k}} \quad (16.2.2.2)$$

gdzie:

$\tau_{wz}$  – naprężenia dopuszczalne dla szybkiego przejścia, [MPa].

Pozostałe oznaczenia – patrz 16.2.2.1.

**16.2.2.3** Wielkości naprężeń określone w 16.2.2.1 i 16.2.2.2 odnoszą się do wałów o średnicach równych wymaganych w rozdziale 2. Jeżeli rzeczywiste średnice wałów są większe od wymaganych, PRS może zaakceptować wyższe sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych.

Naprężenia wyższe od określonych w 16.2.2.1 i 16.2.2.2 mogą być zaakceptowane przez PRS w przypadku uzasadnienia takiej możliwości obliczeniami.



### 16.2.3 Dopuszczalne momenty dynamiczne

**16.2.3.1** Momenty dynamiczne w sprzęgłach elastycznych i tłumikach drgań nie powinny przekraczać wartości określonych przez producenta.

**16.2.3.2** Zaleca się, aby momenty dynamiczne występujące w dowolnym stopniu przekładni nie przekraczały  $1/3$  znamionowego momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowej od  $0,9 n_z$  do  $1,05 n_z$ .

**16.2.3.3** Momenty dynamiczne występujące w wirniku prądnicy nie powinny przekraczać wartości określonych przez producenta – w zależności od przyjętej konstrukcji połączenia wirnika z wałem prądnicy.

### 16.3 Pomiary parametrów pochodzących od drgań skrętnych

**16.3.1** Wyniki obliczeń naprężeń sumarycznych wywołanych drganiami skrętnymi powinny być potwierdzone pomiarami na statku pierwszym z serii. Przy ocenie tych naprężeń należy wykonać ich analizę harmoniczną.

**16.3.2** Pomierzone częstotliwości drgań własnych nie powinny różnić się od obliczonych o więcej niż 5 %. Jeżeli warunek ten nie jest spełniony, obliczenia należy skorygować.

**16.3.3** Jeżeli z obliczeń nie wynika konieczność wprowadzenia obrotów zabronionych oraz w innych uzasadnionych przypadkach – PRS może nie wymagać przeprowadzenia pomiarów.

### 16.4 Zakresy obrotów zabronionych

**16.4.1** Jeżeli rzeczywiste sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych przekraczają wartości dopuszczalne dla pracy długotrwałej, to należy określić zakresy obrotów zabronionych. Obroty zabronione nie powinny występować w zakresach:

- $n \geq 0,7 n_z$  – dla układu napędowego statków ze wzmocnieniami lodowymi **L1A** i **L1**,
- $n \geq 0,8 n_z$  – dla układu napędowego innych statków,
- $n \geq 0,85 n_z$  – dla zespołów prądotwórczych.

**16.4.2** Granice zakresu obrotów zabronionych należy określać jak następuje:

- .1 zakres obrotów zabronionych powinien obejmować wszystkie prędkości obrotowe, przy których przekroczone są dopuszczalne wartości naprężeń,  $\tau_{1w}$  oraz  $\tau_{2w}$ , obliczone wg wzorów (16.2.2.1.1) oraz (16.2.2.1.2);
- .2 dla układów napędowych wyposażonych w śrubę napędową o zmiennym skoku z możliwością sterowania zarówno skokiem jak i prędkością obrotową, przy określaniu zakresu obrotów zabronionych należy brać pod uwagę zarówno nastawy śruby przy skoku zerowym jak i przy skoku maksymalnym;
- .3 dodatkowo należy uwzględnić dokładność obrotomierza poprzez dodanie jego tolerancji do dolnej i górnej granicy zakresu obrotów zabronionych;
- .4 przy każdym końcu zakresu obrotów zabronionych praca silnika powinna być stabilna;
- .5 ogólnie oraz biorąc pod uwagę wymagania podpunktów od .1 do .4 poniższy wzór ma zastosowanie do obliczania zakresu obrotów zabronionych, pod warunkiem że amplitudy naprężeń od drgań skrętnych na granicy zakresu obrotów zabronionych znajdują się poniżej  $\tau_{1w}$  lub  $\tau_{2w}$  dla normalnych i stabilnych warunków pracy:

$$\frac{16n_k}{18-\frac{n_k}{n_z}} \leq n \leq \frac{\left(18-\frac{n_k}{n_z}\right)n_k}{16} \quad (16.4.2)$$



gdzie:

$n$  – zakres obrotów zabronionych [obr/min];

$n_k$  – liczba obrotów rezonansowych [obr/min];

$n_z$  – znamionowa liczba obrotów [obr/min].

**16.4.3** Obroty zabronione można również określać w ten sposób, że zakres, w którym naprężenia sumaryczne wywołane drganiami skrętnymi albo momenty w sprzęgle elastycznym lub przekładni przekraczają wartości dopuszczalne – powiększa się w obie strony o wartość  $0,03n_z$ .

**16.4.4** Jeżeli przy normalnej pracy silnika występują obliczone i potwierdzone pomiarami zakresy obrotów, przy których naprężenia sumaryczne albo momenty dynamiczne w sprzęgłach lub przekładniach przekraczają wartości dopuszczalne, to zakresy obrotów zabronionych powinny być oznaczone zgodnie z 1.17.1. Na stanowiskach sterowania silnikiem należy umieścić odpowiednie tabliczki ostrzegawcze.

**16.4.5** Jeżeli podczas pracy silnika przy braku zapłonu w jednym z cylindrów (patrz 16.1.1) naprężenia lub momenty określone w 16.4.4 przekraczają wartości dopuszczalne, to:

- .1 silnik powinien być wyposażony w automatyczną sygnalizację, umożliwiającą stwierdzenie braku zapłonu w cylindrze, a na stanowiskach sterowania silnikiem należy umieścić tabliczki informujące o zakresach obrotów zabronionych, określonych zgodnie z 16.4.2 lub 16.4.3 dla takiego stanu silnika;
- .2 przy braku sygnalizacji określonej w .1, zakresy obrotów zabronionych dla silnika pracującego przy braku zapłonu w jednym cylindrze powinny być oznaczone na obrotomierzach i tabliczkach ostrzegawczych.

Na statkach z jednym układem napędowym zakres obrotów zabronionych powinien być tak ustalony, aby w przypadku braku zapłonu w jednym cylindrze, możliwe było prowadzenie bezpiecznej nawigacji.

## 17 URZĄDZENIA CHŁODNICZE

### 17.1 Zakres zastosowania

**17.1.1** Klasyfikowane urządzenia chłodnicze powinny odpowiadać wszystkim wymaganiom niniejszego rozdziału.

**17.1.2** W odniesieniu do nieklasyfikowanych urządzeń chłodniczych mają zastosowanie wymagania zawarte w następujących punktach:

- 17.1.3.1; 17.1.3.2; 17.1.3.5 (tylko w odniesieniu do aparatów i zbiorników pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego);
- 17.1.3.6 (tylko w odniesieniu do instalacji czynnika chłodniczego);
- 17.2.1; 17.2.2; 17.6.1; 17.6.3 do 17.6.7; 17.7.1 do 17.7.5; 17.8.4; 17.9.3; 17.10; 17.11.2; 17.12.1 do 17.12.3; 17.13.1 i .2; 17.14; 17.15.2 i .3; 17.15.4.3; 17.15.8; 17.17.2 (tylko w odniesieniu do wyposażenia pracującego pod ciśnieniem czynnika chłodniczego);
- 17.17.3 i .5; 1.4.9.2, .3, .5 i .7 (tylko w odniesieniu do urządzeń zabezpieczających);
- 1.4.9.1 (tylko w odniesieniu do mechanizmów i aparatów wg 17.1.3.1, .2 i .5);
- 1.5.6.1; 17.14.8.

**17.1.3** Następujące mechanizmy i wyposażenie instalowane w urządzeniach chłodniczych powinny być z odbiorem PRS:

- .1 sprężarki czynnika chłodniczego;
- .2 pompy czynnika chłodniczego;
- .3 pompy chłodziwa;
- .4 pompy wody chłodzącej;
- .5 wymienniki ciepła i inne aparaty oraz zbiorniki pracujące pod ciśnieniem czynnika chłodniczego, chłodziwa lub wody chłodzącej;
- .6 rury i armatura przeznaczone na ciśnienie od 1,0 MPa wzwyż;
- .7 przyrządy układów sterowania automatycznego, kontrolnych i bezpieczeństwa oraz przyrządy do pomiaru i rejestracji temperatury w pomieszczeniach chłodzonych.

Wyżej wymienione mechanizmy i wyposażenie powinny spełniać mające zastosowanie wymagania niniejszej Części VII, Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania i Części IX – Materiały i spawanie.

### 17.2 Czynniki chłodnicze i ciśnienia obliczeniowe

**17.2.1** Czynniki chłodnicze dzielą się na następujące trzy grupy:

- I – niepalne;
- II – toksyczne i palne, których dolna granica zapalności mieszaniny par czynnika chłodniczego z powietrzem odpowiada objętościowej zawartości czynnika 3,5% lub większej;
- III – wybuchowe lub palne, których dolna granica zapalności mieszaniny par czynnika chłodniczego z powietrzem odpowiada objętościowej zawartości czynnika mniejszej niż 3,5%.

Czynniki chłodnicze grupy III mogą być stosowane, po uzgodnieniu z PRS, tylko w urządzeniach chłodniczych statków przewożących gazy ciekłe wykorzystywane jako czynnik chłodniczy.

**17.2.2** W obliczeniach wytrzymałości elementów pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować wg tabeli 17.2.2.

**Tabela 17.2.2**  
**Czynniki chłodnicze i ciśnienia obliczeniowe**

Grupa czynnika chłodniczego	Symbol	Wzór chemiczny	Ciśnienie obliczeniowe <sup>1)</sup> [MPa]	
			Strona wysokiego ciśnienia	Strona niskiego ciśnienia
I	R-12 <sup>2)</sup>	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	1.2	1.1
	R-22	CHF <sub>2</sub> Cl	2.0	
	R-502	mieszanina azeotropowa	2.0	1.7
		R22 + R115		1.9
II	R-717	NH <sub>3</sub>	2.0	1.8
III	R-290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.6	1.5

<sup>1)</sup> Ciśnienie obliczeniowe jest równe maksymalnemu ciśnieniu roboczemu.

<sup>2)</sup> Nie należy stosować w nowych konstrukcjach.

Dla elementów wyposażenia urządzeń chłodniczych pracujących pod ciśnieniem czynników chłodniczych o niskich temperaturach krytycznych (poniżej +50°C) wartość ciśnienia obliczeniowego podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**17.2.3** Czynniki chłodnicze niewymienione w tabeli 17.2.2 mogą być stosowane po każdorazowym uzgodnieniu z PRS.

Wielkość ciśnienia obliczeniowego należy przyjmować jako wielkość ciśnienia par nasyconych danego czynnika chłodniczego przy temperaturze +55°C dla strony wysokiego ciśnienia i +45°C dla strony niskiego ciśnienia.

### 17.3 Wydajność i wyposażenie urządzeń chłodniczych

**17.3.1** Urządzenie chłodnicze powinno zapewniać w normalnych warunkach eksploatacji statku stałe utrzymywanie w pomieszczeniach chłodzonych odpowiedniej temperatury, w zależności od rodzaju przewożonego ładunku i rejonu żeglugi.

**17.3.2** Urządzenie chłodnicze statków z nieograniczonym rejonem żeglugi powinno zapewnić utrzymanie wymaganych temperatur w pomieszczeniach chłodzonych ładowni oraz chłodzenie dla innych odbiorników skutku chłodniczego przy następujących warunkach otoczenia:

- temperatura wody morskiej +32°C,
- temperatura powietrza zewnętrznego +40°C.

**17.3.3** Urządzenie chłodnicze powinno składać się z co najmniej dwóch zespołów chłodniczych, zapewniających utrzymanie wymaganych temperatur przewożonego ładunku, również przy wyłączonym z pracy na jedną dobę największym z zespołów chłodniczych.

**17.3.4** Wydajność urządzenia chłodniczego przeznaczonego do schładzania uprzednio nie-schłodzonego ładunku powinna być wystarczająca do obniżenia jego temperatury w określonym czasie, przy równoczesnej pracy wszystkich zespołów chłodniczych.

**17.3.5** Na statkach przetwórczych wyposażonych, poza urządzeniem chłodniczym dla pomieszczeń ładunkowych, w inne urządzenia, jak: zamrażające, schładzające, produkujące lód itp. można stosować jeden zespół chłodniczy przeznaczony do chłodzenia pomieszczeń ładunkowych, o takiej wydajności, aby przy jego nieprzerwanej pracy w ciągu doby były spełnione wymagania 17.3.1. W takim przypadku jako zespoły rezerwowe może być stosowany jeden lub więcej zespołów chłodniczych przeznaczonych do innych celów, lecz wchodzących w skład klasyfikowanego urządzenia chłodniczego.

**17.3.6** Rezerwowy zespół chłodniczy powinien obejmować sprężarkę z silnikiem napędowym, skraplacz i, w przypadku chłodzenia pośredniego, chłodnicę solanki, a także instalację sterowania i niezbędną armaturę zapewniającą niezależną pracę zespołu.

**17.3.7** Urządzenie zamrażalnicze lub ochładzalnicze powinno zapewniać zamrożenie lub ochłodzenie produktów połowu w określonym czasie.

W przypadku instalowania urządzeń zamrażalniczych lub ochładzalniczych o wydajności przekraczającej 10 t/dobę, należy stosować co najmniej dwa takie urządzenia, o łącznej wydajności równej wymaganej.

**17.3.8** Rozmieszczenie parowników powinno zapewniać równomierne ochładzanie pomieszczenia. Parowniki powinny być połączone w co najmniej dwa oddzielne obiegi, z możliwością odłączenia każdego z nich.

Nie należy stosować parowników z bezpośrednim parowaniem czynnika grupy II. Parowniki takie mogą być stosowane tylko w urządzeniach zamrażalniczych na statkach przetwórczych (patrz podrozdział 17.9).

**17.3.9** Jeżeli w obiegu czynnika chłodniczego zastosowano układ pompowy, to należy wyposażyć go w dwie pompy czynnika chłodniczego – zasadniczą i rezerwową.

Jeżeli obieg czynnika chłodniczego będzie zapewniony również bez pracy pompy obiegowej, wówczas instalowanie pompy rezerwowej nie jest wymagane, pod warunkiem że wydajność urządzenia chłodniczego będzie nadal spełniać wymagania 17.3.1, a wydajność urządzeń zamrażalniczych nie będzie niższa od 0,8 ich wydajności nominalnej.

**17.3.10** Instalacja chłodnicza jednej grupy odbiorników wydajności chłodniczej powinna być wyposażona w dwie niezależne pompy chłodziwa – zasadniczą i rezerwową.

Jeżeli istnieją dwie lub kilka grup odbiorników wydajności chłodniczej (w zależności od temperatury) z instalacjami chłodniczymi, to każda grupa powinna być wyposażona w dwie niezależne pompy chłodziwa – zasadniczą i rezerwową.

Możliwe jest zastosowanie dla tych grup jednej, wspólnej pompy rezerwowej o odpowiednich osiąгах.

**17.3.11** Urządzenie chłodnicze powinno być wyposażone w dwie niezależne pompy obiegowe wody chłodzącej – zasadniczą i rezerwową. Jako pompa rezerwowa może być przewidziana każda pompa wody zaburtowej dowolnej instalacji o wystarczających osiąгах.

**17.3.12** Woda chłodząca powinna być pobierana z co najmniej dwóch zaworów dennych. Przy wykorzystywaniu zaworów dennych ogólnego użytku należy zapewnić wystarczający pobór wody z każdego zaworu w normalnych warunkach eksploatacji statku.

## 17.4 Materiały

**17.4.1** Rodzaj i podstawowe własności materiałów stosowanych do wyrobu części, zespołów i mocowania wyposażenia chłodniczego pracującego w warunkach obciążeń dynamicznych, pod ciśnieniem, przy zmiennych i niskich temperaturach, powinny spełniać wymagania *Części IX – Materiały i spawanie*. Przy doborze materiałów należy uwzględnić następujące zasady:

- .1** materiały części wyposażenia pracujących na czynniku chłodniczym i jego mieszaninach, olejach smarowych, środkach ochładzających i ochładzanych powinny być w stosunku do nich nieaktywne i odporne;

- .2 materiały części wyposażenia pracujących w warunkach niskiej temperatury nie powinny podlegać nieodwracalnym zmianom strukturalnym i powinny zachować dostateczną wytrzymałość w tych warunkach;
- .3 materiały na części i konstrukcje wyposażenia chłodniczego pracujące w niskich temperaturach do  $-50^{\circ}\text{C}$  należy dobierać z uwzględnieniem wymagań 2.2.1.4 *Części II – Kadłub* i rozdziału 3 *Części IX – Materiały i spawanie*;
- .4 materiały części wyposażenia pracujące w temperaturach niższych od  $-50^{\circ}\text{C}$  podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**17.4.2** Elementy mechanizmów i aparatów stykające się z czynnikami powodującymi korozję należy wykonywać z materiałów o wystarczającej odporności na korozyjne działanie tych czynników lub należy stosować pokrycia antykorozyjne. Zespoły mechanizmów i aparatów wykonane z materiałów o różnym potencjale elektrycznym i mogące stykać się z wodą zaburtową należy w odpowiedni sposób chronić przed korozją elektrolityczną.

## 17.5 Wyposażenie elektryczne

Wyposażenie elektryczne urządzeń chłodniczych i zamrażalniczych oraz układów automatyki, a także oświetlenie maszynowni chłodniczych, pomieszczeń do przechowywania zapasów czynnika chłodniczego i pomieszczeń chłodzonych powinny odpowiadać właściwym wymaganiom zawartym w *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

## 17.6 Maszynownie chłodnicze

**17.6.1** Maszynownia chłodnicza powinna odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom podrozdziału 1.11 oraz niniejszego podrozdziału.

Urządzenia chłodnicze pracujące na czynnikach chłodniczych grupy II lub III powinny być instalowane w oddzielnych, gazoszczelnych pomieszczeniach.

Rozmieszczenie mechanizmów i wyposażenia powinno spełniać wymagania określone w 1.12 i 1.13. Osuszanie maszynowni chłodniczych powinno spełniać wymagania określone w *Części VI*, 2.4.1.12.

**17.6.2** Rozmieszczenie mechanizmów, aparatów i rurociągów w maszynowni chłodniczej powinno umożliwiać wygodną ich obsługę oraz wymianę poszczególnych części bez demontowania mechanizmów i aparatów z ich fundamentów. Mechanizmy, aparaty i pozostałe wyposażenie należy ponadto umieszczać w odległości co najmniej 100 mm od przegród i ścian innych urządzeń.

**17.6.3** Maszynownia chłodnicza powinna mieć dwa ciągi wyjściowe, położone możliwie jak najdalej od siebie, z drzwiami otwieranymi na zewnątrz. Jeżeli maszynownia chłodnicza nie znajduje się na poziomie otwartego pokładu, to każdy ciąg wyjściowy powinien mieć stalowe schodnie, możliwie jak najbardziej oddalone od siebie, prowadzące do pomieszczeń, z których są dojścia na otwarty pokład.

Pomieszczenia zautomatyzowanych urządzeń chłodniczych z obsługą bezwachtową, pracujących na czynnikach chłodniczych grupy I mogą nie mieć drugiego wyjścia.

**17.6.4** Wyjścia z pomieszczeń urządzeń chłodniczych pracujących na czynnikach chłodniczych grup II i III nie powinny prowadzić do pomieszczeń mieszkalnych i służbowych, ani do pomieszczeń sąsiadujących z nimi.

Jeżeli ciągi wyjściowe prowadzą przez korytarze lub szyby, to powinny mieć wentylację wyciągową i nawiewową, przy czym ta druga powinna być mechaniczna. Włączniki tej wentylacji powinny znajdować się wewnątrz maszynowni chłodniczej oraz na zewnątrz, bezpośrednio obok drzwi wyjściowych.

**17.6.5** Drzwi z maszynowni chłodniczych pracujących na czynnikach grupy II powinny być wyposażone w kurtyny wodne (patrz też 3.4.9 *Części V – Ochrona przeciwpożarowa*). Urządzenie uruchamiające kurtyny wodne powinno znajdować się na zewnątrz, bezpośrednio przy drzwiach wyjściowych.

W maszynowni chłodniczej lub w pobliżu wejścia do maszynowni powinien znajdować się zawór hydrantowy z prądownicą i węzłem pożarniczym przyłączony do instalacji wodnohydrantowej.

**17.6.6** Maszynownia chłodnicza powinna mieć niezależną instalację wentylacyjną wyciągową, zapewniającą co najmniej 10 wymian powietrza na godzinę w pustym pomieszczeniu. Wentylacja nawiewowa może być naturalna, lecz niezależna od wentylacji innych pomieszczeń. Instalacja wentylacyjna powinna zapewniać podciśnienie w maszynowni.

**17.6.7** Oprócz wentylacji zasadniczej wymaganej w 17.6.6 każdą maszynownię chłodniczą należy wyposażyć w niezależną awaryjną instalację wentylacyjną wyciągową, zapewniającą:

- .1 w przypadku urządzeń chłodniczych pracujących na czynnikach chłodniczych grup II i III – 30 wymian powietrza na godzinę;
- .2 w przypadku urządzeń chłodniczych pracujących na czynnikach chłodniczych grupy I – 20 wymian powietrza na godzinę.

W zależności od gęstości par czynnika chłodniczego instalacja wentylacyjna powinna zapewniać skuteczne ich odsysanie z najwyższych, względnie z najniższych części pomieszczenia.

W obliczeniu wydajności awaryjnej instalacji wentylacyjnej można uwzględnić wydajność wentylatorów instalacji zasadniczej, pod warunkiem że będą one działać równocześnie z wentylacją awaryjną w przypadku zaniku zasilania z rozdzielnic zespołów chłodniczych.

**17.6.8** Maszynownia chłodnicza pracująca na czynniku chłodniczym grupy II powinna być wyposażona w czujki wykrywcze amoniaku, podające sygnał alarmowy wewnątrz i na zewnątrz pomieszczenia (patrz też *Część VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*).

**17.6.9** Pomieszczenia maszynowni chłodniczej amoniakalnej należy wyposażyć w co najmniej 2 aparaty oddechowe ucieczkowe.

**17.6.10** Urządzenia chłodnicze pracujące na czynniku chłodniczym grupy II na statkach rybackich o długości mniejszej niż 55 m i inne urządzenia zawierające nie więcej niż 25 kg amoniaku mogą być usytuowane w maszynowni statku.

**17.6.11** Rejon, w którym zainstalowano taki zespół chłodniczy lub urządzenie, powinien być wentylowany przez okap zapewniający podciśnienie w tym rejonie, tak aby każdy przeciek amoniaku nie mógł rozprzestrzeniać się do innych przestrzeni w tym pomieszczeniu.

**17.6.12** Powinny być również spełnione wymagania 17.6.8, 17.6.9 i 17.14.1.

## **17.7 Pomieszczenia do przechowywania zapasów czynnika chłodniczego**

**17.7.1** Pomieszczenia do przechowywania zapasów czynnika chłodniczego powinny być oddzielone od innych pomieszczeń, a ich rozmieszczenie na statku oraz konstrukcja, z uwzględnieniem grupy czynnika, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Ściany i pokłady przyległe do pomieszczeń mieszkalnych i służbowych powinny być gazoszczelne.



**17.7.2** Butle z czynnikiem chłodniczym należy tak zamocować, aby nie mogły się przesuwać w warunkach sztormowych. Między ścianami magazynu oraz pomiędzy butlami należy umieścić przekładki nie-metalowe.

**17.7.3** Pomieszczenia do przechowywania zapasów czynnika chłodniczego powinny być wyposażone w odrębną wentylację i być tak izolowane, aby temperatura w pomieszczeniu nie mogła przekroczyć +45°C.

**17.7.4** W pomieszczeniach do przechowywania zapasu czynnika chłodniczego nie należy przechowywać butli z innymi gazami sprężonymi, ani nie należy przechowywać w nich materiałów palnych. Izolacja pomieszczenia powinna być wykonana z materiałów niepalnych.

**17.7.5** Zapasy czynnika chłodniczego można przechowywać w stałych zbiornikach, pod warunkiem że zbiorniki i pomieszczenia, w których one się znajdują, odpowiadają wymaganiom 17.6.5, 17.6.7, 17.12.1, 17.12.2, 17.14.5 i 17.14.6. Rurociągi rozchodowe z tych zbiorników nie powinny przechodzić przez po-mieszczenia mieszkalne i gospodarcze.

Należy przewidzieć możliwość odsysania czynnika chłodniczego grupy II z rurociągu rozchodowego po zakończeniu napełniania lub dopełniania instalacji.

## **17.8 Chłodzone pomieszczenia ładunkowe**

**17.8.1** Mechanizmy, aparaty oraz rurociągi chłodnicze znajdujące się w pomieszczeniach chłodzonych powinny być należycie zamocowane i zabezpieczone przed uszkodzeniem przez ładunek.

**17.8.2** W przypadku stosowania chłodzenia powietrzem, chłodnice powietrza mogą być umieszczone zarówno w oddzielnych pomieszczeniach, jak i w pomieszczeniach chłodzonych.

Chłodnice powietrza umieszczone w pomieszczeniach chłodzonych powinny być zaopatrzone w tace do zbierania skroplin. Jeśli w pomieszczeniu przewiduje się temperatury ujemne, to zaleca się wyposażenie tac w urządzenia do ich podgrzewania.

Nie należy stosować w chłodnicach powietrza bezpośredniego parowania czynnika grupy II.

**17.8.3** W przypadku chłodzenia powietrzem, dostęp do chłodnic w pomieszczeniu ładunkowym powinien być zapewniony również przy całkowitym załadunku pomieszczenia.

Dojście do chłodnic powietrza powinno umożliwiać wymianę wirnika wentylatora i silnika elektrycznego.

**17.8.4** Jeżeli kanały układu pośredniego chłodzenia powietrzem przechodzą przez grodzie wodoszczelne, to na grodziach należy zainstalować zasuwę, obliczone na takie ciśnienie, na jakie obliczona jest gródź. Urządzenia do sterowania zasuwami powinny być usytuowane w dostępnych miejscach, powyżej pokładu grodziowego.

**17.8.5** Pomieszczenia chłodzone należy wyposażyć w urządzenia do zdalnego pomiaru temperatur (patrz też 17.15.2). W przypadku niezastosowania takich urządzeń, każde pomieszczenie chłodzone należy wyposażyć w co najmniej dwie rury pomiarowe o średnicy nie mniejszej niż 50 mm. Odcinki tych rur przechodzące przez pomieszczenia niechłodzone powinny być dokładnie izolowane.

## **17.9 Tunele zamrażalnicze i ochładzalnicze**

**17.9.1** Sposób umieszczenia chłodnic powietrza i wentylatorów w tunelach zamrażalniczych powinien odpowiadać wymaganiom 17.8.1 i 17.8.2.



**17.9.2** W maszynowniach chłodniczych należy zainstalować przyrządy do kontroli aparatów zamrażalniczych i ochładzalniczych pracujących w układzie bezpośredniego parowania.

**17.9.3** Jeżeli w tunelu zamrażalniczym zastosowano system bezpośredniego chłodzenia czynnikiem chłodniczym grupy II, to pomieszczenie w którym jest tunel powinno odpowiadać wymaganiom podrozdziału 17.6.

**17.9.4** Armatura rurociągów prowadzących do wnętrza tunelu powinna być umieszczona na zewnątrz tego tunelu.

## **17.10 Pomieszczenia z wyposażeniem technologicznym**

**17.10.1** Możliwość umieszczenia mechanizmów, aparatów i zbiorników pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego poza maszynownią podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**17.10.2** W pomieszczeniach z wyposażeniem technologicznym pracującym w układzie bezpośredniego chłodzenia czynnikiem chłodniczym grupy II powinna znajdować się prądownica z wężem przyłączonym do instalacji wodnohydrantowej.

**17.10.3** Pomieszczenia technologiczne powinny mieć niezależną wentylację. W pomieszczeniach z wyposażeniem chłodniczym pracującym w układzie bezpośredniego chłodzenia należy oprócz wentylacji zasadniczej przewidzieć również wentylację awaryjną. Krotność wymiany powietrza przy działaniu wentylacji zasadniczej i awaryjnej powinna odpowiadać wymaganiom 17.6.6 i 17.6.7.

**17.10.4** Pomieszczenia z wyposażeniem technologicznym pracującym w układzie bezpośredniego chłodzenia czynnikami chłodniczymi grupy II lub III powinny mieć dwa ciągi wyjściowe, zgodne z 17.6.3 i 17.6.4. W przypadku stosowania czynników chłodniczych grupy II, wyjścia powinny być wyposażone w kurtyny wodne jak dla maszynowni chłodniczych, zgodnie z 17.6.5.

## **17.11 Sprężarki**

**17.11.1** Na stronie ssącej i tłoczącej sprężarki czynnika chłodniczego, niezależnie od stosowania zaworów sterowanych automatycznie, należy zainstalować zawory odcinające sterowane ręcznie. Patrz również wymagania podane w 17.14.3.

**17.11.2** Przestrzenie czynnika chłodniczego, oleju i wody chłodzącej powinny mieć w odpowiednich miejscach urządzenia spustowe.

**17.11.3** Na stronie tłoczącej stopni pośrednich i stopnia wyjściowego sprężarki, pomiędzy cylindrem a zaworem odcinającym, należy umieścić zawór bezpieczeństwa lub inne automatycznie działające urządzenie zabezpieczające, przepuszczające czynnik chłodniczy na stronę ssącą sprężarki w przypadku nadmiernego wzrostu ciśnienia. Przepustowość urządzeń zabezpieczających nie powinna być mniejsza od maksymalnej objętościowej przepustowości zabezpieczonego stopnia sprężarki. Zawory bezpieczeństwa powinny mieć taką przepustowość, aby po ich całkowitym otwarciu nie mogło się wytworzyć ciśnienie przekraczające ciśnienie jego otwarcia o więcej niż 10%.

Na rurociągu upustowym nie należy umieszczać żadnych urządzeń odcinających.

Zastosowanie urządzeń odprowadzających czynnik chłodniczy bezpośrednio do atmosfery podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

## 17.12 Aparaty i zbiorniki

**17.12.1** Aparaty płaszczowo-rurowe i zbiorniki czynnika chłodniczego o pojemności 50 l i większej powinny mieć urządzenia zabezpieczające o takiej przepustowości obliczeniowej, aby nie mogło wytworzyć się w nich ciśnienie przekraczające ciśnienie obliczeniowe o więcej niż 10% przy pełnym otwarciu zaworu bezpieczeństwa.

Przepustowość zaworu bezpieczeństwa,  $G$ , nie powinna być mniejsza od przepustowości określonej wg wzoru:

$$G = \frac{qS}{r} \text{ [kg/s]} \quad (17.12.1)$$

gdzie:

$q$  = 10 kW/m<sup>2</sup> – gęstość strumienia ciepłego w czasie pożaru;

$S$  – zewnętrzna powierzchnia zbiornika (aparatu), [m<sup>2</sup>];

$r$  – utajone ciepło parowania czynnika chłodniczego przy ciśnieniu działania urządzenia zabezpieczającego, [kJ/kg].

Urządzenie zabezpieczające powinno składać się z dwóch zaworów bezpieczeństwa i urządzenia przełączającego takiej konstrukcji, aby oba zawory bezpieczeństwa lub jeden z nich były w każdym przypadku połączone z aparatem lub zbiornikiem. Każdy zawór powinien być obliczony na pełną przepustowość. Instalowanie zaworów odcinających między aparatem lub zbiornikiem a urządzeniem zabezpieczającym jest niedopuszczalne.

PRS może zażądać wyposażenia w urządzenia zabezpieczające również innych aparatów, z uwagi na ich wymiary.

Stosowanie urządzeń zabezpieczających z jednym zaworem bezpieczeństwa lub urządzeń zabezpieczających innego typu podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**17.12.2** Aparaty i zbiorniki zawierające ciekły czynnik chłodniczy grupy II i III powinny mieć urządzenia do awaryjnego spustu tego czynnika poniżej linii najmniejszego zanurzenia. Obliczeniowy czas spustu czynnika chłodniczego nie powinien przekraczać 2 minut, przy stałym ciśnieniu w aparacie lub zbiorniku równym obliczeniowemu, określone w 17.2.2.

**17.12.3** Parowniki z bezpośrednim odparowaniem czynnika chłodniczego powinny być konstrukcji spawanej lub lutowane lutem twardym. Złącza kołnierzowe pomiędzy sekcjami należy stosować tylko w nie-zbędnych przypadkach i w miejscach, w których będzie możliwe sprawdzanie ich szczelności.

**17.12.4** Jeżeli do ochładzania pomieszczeń ładunkowych stosowana jest tylko jedna chłodnica powietrza, to powinna ona składać się z co najmniej dwóch samodzielnych obiegów, z możliwością odłączenia każdego z nich.

## 17.13 Armatura i zawory bezpieczeństwa

**17.13.1** W instalacjach urządzeń chłodniczych należy stosować armaturę odcinającą, regulującą i zabezpieczającą, obliczoną na ciśnienie nie mniejsze niż 1,25 ciśnienia określonego według 17.2.2.

Armatura powinna być wykonana ze stali. Zastosowanie wbudowanej armatury odcinającej z żeliwa dla wlotowych i wylotowych przestrzeni sprężarek chłodniczych oraz armatury z żeliwa sferoidalnego jest dopuszczalne dla czynników chłodniczych grupy II i III przy temperaturze otoczenia nie niższej niż -40°C.

Zastosowanie armatury z innych materiałów podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**17.13.2** Zawory bezpieczeństwa powinny otwierać pełny przelot przy ciśnieniu nie większym niż 1,1 ciśnienia obliczeniowego, określonego według 17.2.2.

## 17.14 Rurociągi

**17.14.1** Rurociągi czynnika chłodniczego grupy I zalicza się do rurociągów klasy II, a rurociągi czynników chłodniczych grup II i III – do rurociągów klasy I (patrz *Część VI*, 1.6.2).

Rurociągi chłodnicze z czynnikiem chłodniczym grupy II i III nie mogą być prowadzone przez pomieszczenia mieszkalne, ogólnego użytku, ładownie chłodzone i chłodnie prowiantowe.

**17.14.2** Rurociągi czynnika chłodniczego i chłodziwa należy wykonywać z rur bez szwu. W przypadku stalowych rurociągów czynnika chłodniczego złącza rur powinny być wykonywane za pomocą spawania, a rur miedzianych – za pomocą spawania lub lutowania twardym lutem. Połączenia rozłączne mogą być stosowane w miejscach przyłączania rurociągów do armatury, mechanizmów, aparatów i zbiorników.

**17.14.3** Na rurociągach tłoczących, oprócz zaworów wymaganych w 17.11.1 do sprężarek i pomp czynnika chłodniczego, należy instalować zawory zwrotne. Zaworów takich można nie umieszczać przy sprężarkach pracujących na czynnikach chłodniczych grupy I i niemających urządzeń odciążających.

**17.14.4** Na rurociągach ciekłego freonu i innych czynników chłodniczych grupy I należy instalować osuszacze celem usuwania wilgoci z obiegu. Osuszacze powinny być instalowane wraz z dodatkowymi lub wbudowanymi filtrami.

**17.14.5** Rurociągi odprowadzające czynnik z zaworów bezpieczeństwa, z wyjątkiem wymienionych w 17.11.3, powinny być wyprowadzane za burtę poniżej wodnicy najmniejszego zanurzenia statku. Na tych rurociągach należy zamontować wskaźniki wycieku czynnika chłodniczego oraz zawory zwrotne, umieszczone bezpośrednio na burcie statku. Wylot czynników chłodniczych grupy I może być wyprowadzony do wolnej atmosfery w miejscu niezagrożającym bezpieczeństwu ludzi.

**17.14.6** Rurociągi awaryjnego spustu czynnika chłodniczego z aparatów i zbiorników powinny być do-prowadzone do kolektora spustu awaryjnego, umieszczonego poza maszynownią chłodniczą, lecz w pobliżu wejścia do niej. Na każdym rurociągu przy kolektorze powinny być umieszczone zawory odcinające, a za każdym zaworem – wskaźniki wyciekania czynnika chłodniczego. Zawory te powinny być zabezpieczone przed dostępem osób postronnych i przystosowane do plombowania w położeniu zamkniętym. Rurociąg wylotowy od kolektora spustu awaryjnego za burtę powinien być wyposażony w zawór zwrotny i wyprowadzony poniżej wodnicy najmniejszego zanurzenia statku. Dla umożliwienia przedmuchiwania rurociąg ten powinien mieć połączenie z instalacją sprężonego powietrza lub pary.

Średnice wewnętrzne rurociągów do awaryjnego spustu czynnika chłodniczego z poszczególnych aparatów i zbiorników nie powinny być mniejsze od średnicy zaworu bezpieczeństwa, określonej zgodnie z punktem 17.12.1. Rurociąg zbiorczy awaryjnego spustu za burtę powinien mieć pole przekroju nie mniejsze niż suma pól przekroju trzech największych rur awaryjnego spustu z poszczególnych aparatów i zbiorników, połączonych z rurociągiem zbiorczym.

**17.14.7** Grubość ścianek rurociągów, o których mowa w 17.14.5 i 17.14.6, z wylotem poniżej wodnicy najmniejszego zanurzenia statku nie powinna być mniejsza od grubości określonej w *Części VI*, 1.5.2.5.

**17.14.8** Oprócz spełniania wymagań ogólnych dotyczących izolacji zawartych w 1.11 Części VI, izolacja rurociągów chłodniczych powinna być zabezpieczona przed zawilgoceniem. W miejscach przejść przez grodzie i pokłady rurociągi nie powinny stykać się z nimi bezpośrednio, aby uniknąć tworzenia się mostków cieplnych.

### 17.15 Przyrządy kontrolno-pomiarowe

**17.15.1** Na sprężarkach i aparatach urządzenia chłodniczego należy zainstalować przyrządy niezbędne do kontroli parametrów pracy. Powinny być przy tym spełnione wymagania podrozdziału 12.2 niniejszej Części VII. Ponadto należy przewidzieć możliwość instalowania przyrządów kontrolnych i pomiarowych niezbędnych do przeprowadzania prób.

**17.15.2** Przyrządy kontrolne i pomiarowe należy umieszczać w łatwo dostępnych i dobrze widocznych miejscach. Na podziałkach należy oznaczyć najwyższe i najniższe wartości kontrolowanych parametrów. Przyrządy pomiarowe powinny być sprawdzone i odebrane przez kompetentne organa administracji zgodnie z wymaganiami obowiązujących przepisów państwowych.

**17.15.3** Sprężarki czynnika chłodniczego należy wyposażyć w urządzenia automatycznie wyłączające ich napęd w przypadku niedopuszczalnego:

- .1 spadku ciśnienia ssania;
- .2 wzrostu ciśnienia tłoczenia;
- .3 spadku ciśnienia oleju smarowego;
- .4 wzrostu temperatury tłoczenia (dotyczy urządzeń chłodniczych pracujących na czynnikach chłodniczych grupy II i III oraz urządzeń zautomatyzowanych z obsługą bezwachtową).

**17.15.4** Oddzielacze cieczy, zbiorniki pośrednie i obiegowe (w przypadku pompowego układu czynnika chłodniczego) oraz parowniki z wolną powierzchnią cieczy należy wyposażyć w urządzenia automatyczne, zapewniające:

- .1 utrzymywanie poziomu czynnika chłodniczego ustalonego dla prawidłowej pracy parownika lub utrzymywanie stałej temperatury przegrzania par;
- .2 przerwanie dopływu ciekłego czynnika chłodniczego przy zatrzymaniu się sprężarki, niezależnie od typu parownika i zbiorników pośrednich;
- .3 wyłączenie sprężarki przy niedopuszczalnym wzroście poziomu czynnika chłodniczego.

**17.15.5** Instalacje z parownikami płaszczowo-rurowymi należy wyposażyć w urządzenia automatyczne, zapewniające:

- .1 zatrzymanie sprężarki w przypadku ustania ruchu chłodziwa w parowniku lub odłączenia tego parownika od instalacji czynnika chłodniczego;
- .2 zatrzymanie sprężarki w przypadku niedopuszczalnego obniżenia się temperatury chłodziwa.

**17.15.6** Urządzenia chłodnicze powinny być wyposażone w układy alarmowe, podające sygnał do stanowiska sterowania tymi urządzeniami przy zadziałaniu automatycznych urządzeń wymienionych w 17.15.3 do 17.15.5.

W lokalnym stanowisku sterowania urządzeniem chłodniczym należy przewidzieć możliwość stwierdzenia przyczyny zadziałania układu alarmowego.

**17.15.7** Na statkach ze znakiem automatyzacji, nadanym zgodnie z podrozdziałem 3.4 Części I – *Zasady klasyfikacji*, należy przewidzieć układ alarmowy, działający w przypadku odchyłek temperatury zadanej w pomieszczeniach chłodzonych od dopuszczalnej dla danego rodzaju przewożonego ładunku.

**17.15.8** Zautomatyzowane urządzenia chłodnicze z obsługą bezwachtową oraz urządzenia pracujące na czynnikach chłodniczych grupy II i III powinny być wyposażone w analizatory gazu, podające do stanowiska sterowania urządzeniem chłodniczym sygnał alarmowy przy wyciekaniu czynnika chłodniczego.

**17.15.9** Do zautomatyzowanych urządzeń chłodniczych bez stałej wachty, w wyposażeniu stanowiska sterowania należy przewidzieć:

- .1 wskaźniki informujące o pracy i stanie mechanizmów oraz o temperaturach w pomieszczeniach chłodzonych;
- .2 sygnalizację alarmową o odchyleniach temperatur w pomieszczeniach chłodzonych od dopuszczalnych dla danych rodzajów ładunku.

### **17.16 Izolacja pomieszczeń chłodzonych**

**17.16.1** Wewnątrz chłodzonych pomieszczeń ładunkowych wszystkie metalowe części kadłuba powinny być starannie izolowane.

**17.16.2** Izolację pomieszczeń chłodzonych należy wykonywać z materiałów bezwonnych oraz odpornych na tworzenie się pleśni i grzybów.

**17.16.3** Powierzchnie grodzi i poszycia dna wewnętrznego w rejonie rozmieszczenia konstrukcyjnych i wstawianych zbiorników paliwa powinny być pokryte materiałami olejoodpornymi i bezwonnymi.

**17.16.4** Pokrycia te należy wykonać przed założeniem izolacji na tych powierzchniach.

**17.16.5** Izolację pomieszczeń chłodzonych należy zabezpieczyć przed przenikaniem wilgoci lub wyposażyć w skuteczne środki osuszające ją w czasie eksploatacji oraz zabezpieczyć przed uszkodzeniem przez gryzonie.

**17.16.6** Izolacja pomieszczeń chłodzonych powinna być odpowiednio oszalowana lub powinna mieć ochronną warstwę zewnętrzną, odpowiednią do przewożonego ładunku.

**17.16.7** Izolacja tuneli zamrażalniczych powinna odpowiadać wymaganiom *Części VI*, 7.3.8, oraz niniejszej *Części VII*, 17.16.2, 17.16.4 i 17.16.5.

### **17.17 Próby mechanizmów i wyposażenia u wytwórcy**

**17.17.1** Próby elementów okrętowych urządzeń chłodniczych w zakładach wytwórczych powinny odbywać się w obecności inspektora PRS.

**17.17.2** Próby hydrauliczne elementów pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego należy przeprowadzać ciśnieniem próbnym nie mniejszym niż  $1,5p$  (gdzie  $p$  – ciśnienie obliczeniowe określone w 17.2.2), z wyjątkiem karterów sprężarek tłokowych, w których ciśnienie to nie powinno być mniejsze niż  $1p$ .

Elementy pracujące pod ciśnieniem ciekłego chłodziwa lub wody należy poddawać próbom hydraulicznym ciśnieniem równym  $1,5p$ , lecz nie niższym niż 0,4 MPa, a elementy o konstrukcji skrzynkowej – ciśnieniem równym  $1,5p$ .

**17.17.3** Próby pneumatyczne na szczelność elementów pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego należy przeprowadzać ciśnieniem próbnym nie mniejszym niż  $1p$ , z wyjątkiem karterów sprężarek tłokowych, w których ciśnienie to nie powinno być mniejsze niż 0,8 MPa.

**17.17.4** Kompletna armatura i przyrządy automatyki wyposażone w urządzenia odcinające, oprócz prób określonych wyżej, powinny być poddane próbom pneumatycznym na szczelność zamknięcia ciśnieniem próbnym równym  $1p$ .

**17.17.5** Mechanizmy i wyposażenie inne niż wymienione wyżej powinny być poddane próbom zgodnie z wymaganiami 1.5.2 niniejszej *Części VII*.

## Załącznik 1

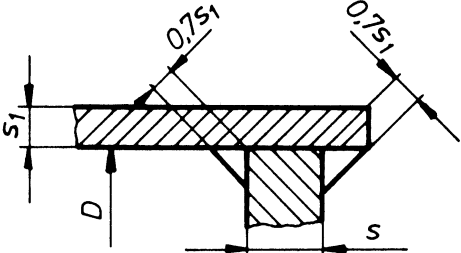
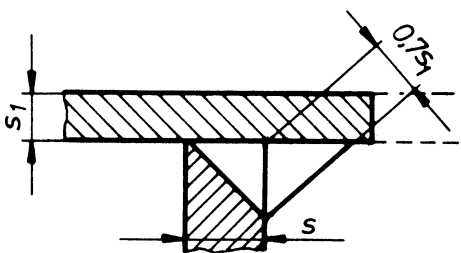
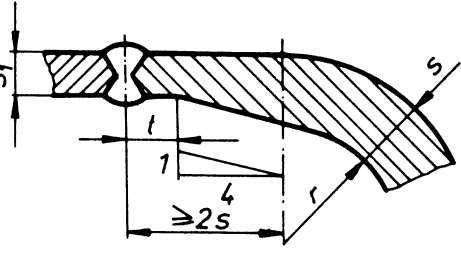
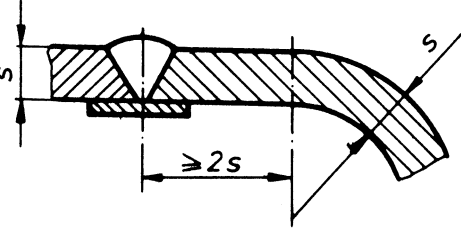
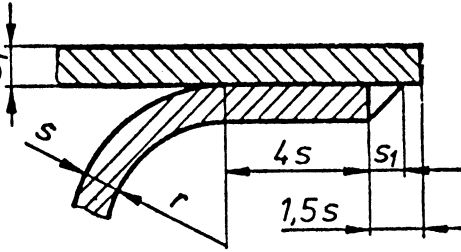
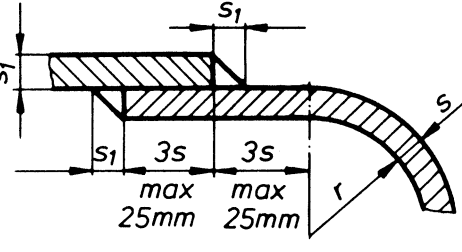
**PRZYKŁADY ZŁĄCZY SPAWANYCH STOSOWANYCH W KOTŁACH,  
ZBIORNIKACH CIŚNIENIOWYCH I WYMIENNIKACH CIEPŁA**

Wymiary elementów konstrukcyjnych części przygotowanych do spawania oraz wymiary spoin należy przyjmować zgodnie z normami krajowymi w zależności od rodzaju spawania. Przykłady najczęściej stosowanych złączy spawanych podane są na rysunkach poniżej.

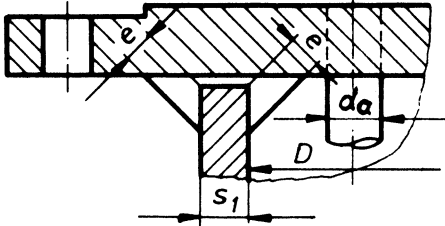
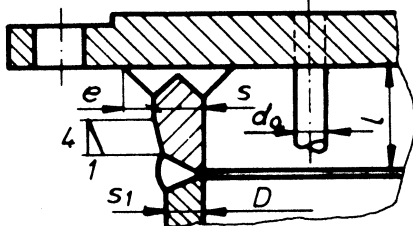
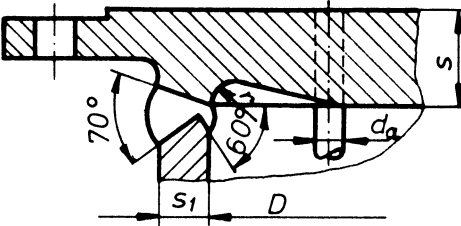
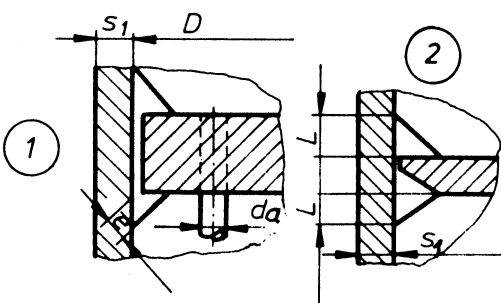
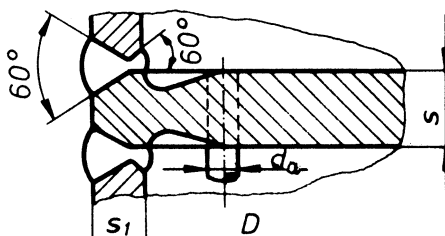
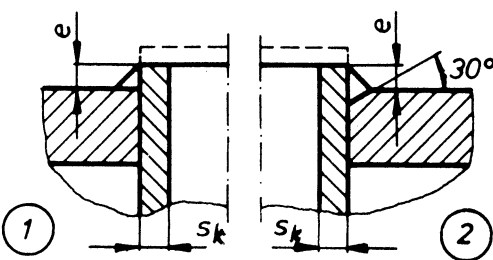
Odpowiednio do własności mechanicznych materiałów oraz w wyniku dalszego postępu techniki spawalniczej mogą być stosowane inne wykonania złączy spawanych. W tych przypadkach, a także w razie niezbędnych modyfikacji przykładowych złączy, zastosowanie danego rodzaju złącza należy uzgodnić z PRS.

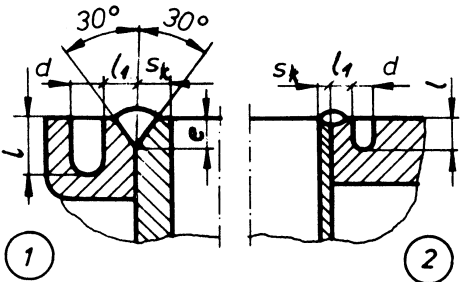
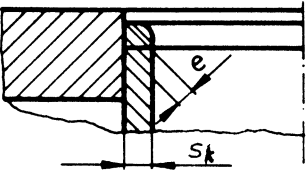
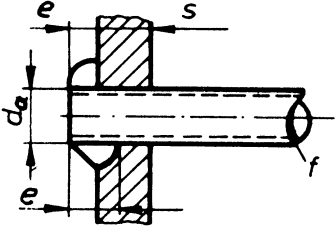
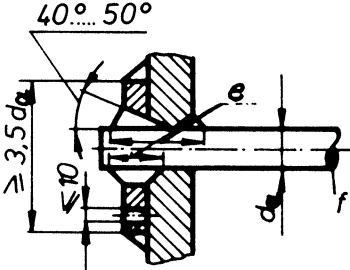
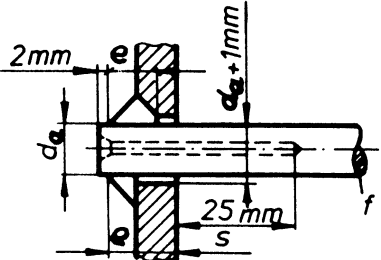
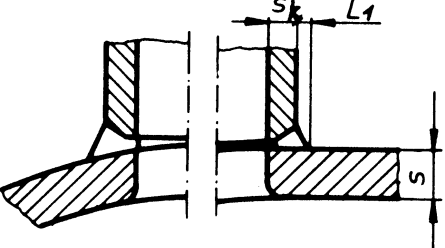
Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
1	2	3
<b>1</b>	Dna płaskie i pokrywy	
1.1.		$K = 0,38$ $r \geq \frac{s}{3}$ lecz co najmniej 8 mm $l \geq s$
1.2.		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$ , lecz co najmniej 5 mm $s_2 \geq 5 \text{ mm}$ (patrz uwaga 1)
1.3.		$K = 0,5$ $s_2 \leq s_1$ , lecz co najmniej 6,5 mm $s_3 \geq 1,24 s_1$ (patrz uwaga 1)
1.4.		$K = 0,45$ (patrz uwaga 1)

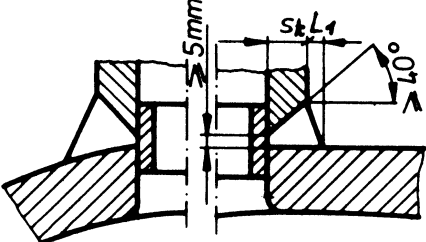
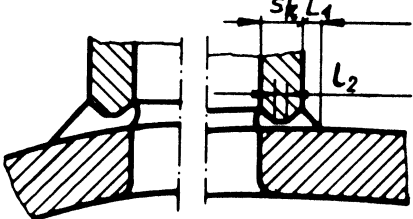
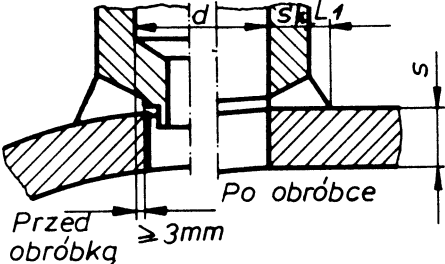
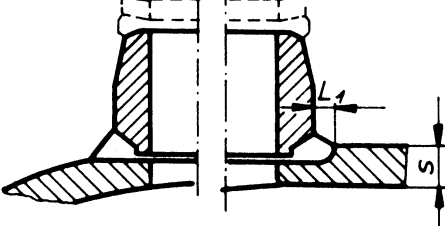
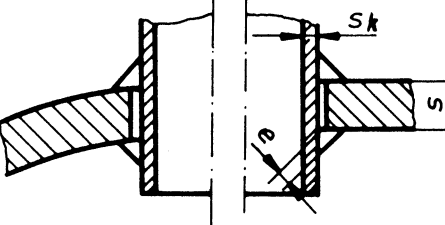
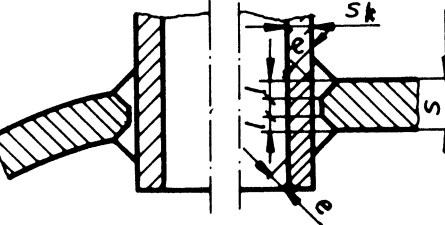


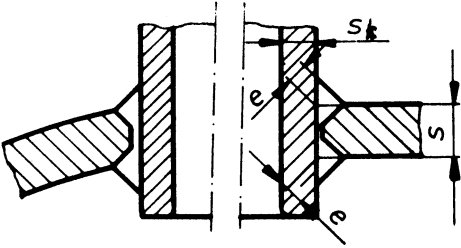
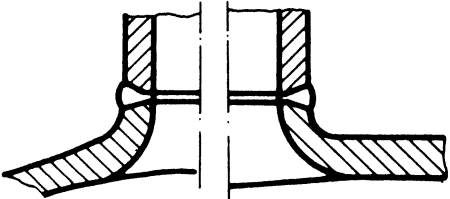
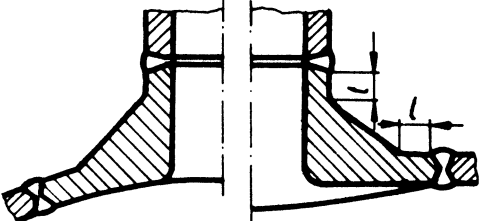
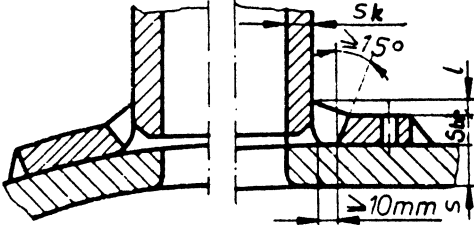
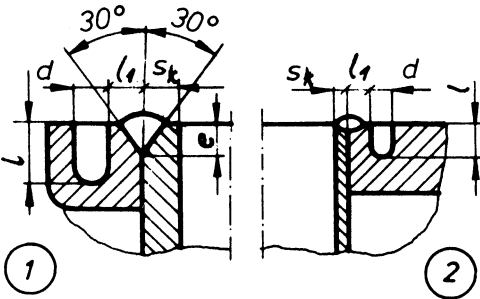
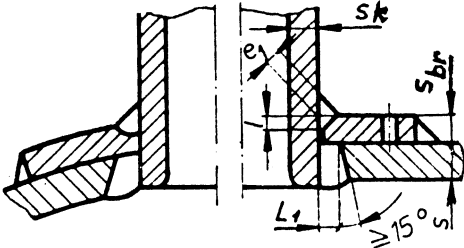
1	2	3
1.5		<p><math>K = 0,55</math> (patrz uwaga 1)</p>
1.6		<p><math>K = 0,57</math></p>
2	Dna wypukłe	
2.1		<p>Złącze można stosować w kotłach i zbiornikach ciśnieniowych klas I, II i III (patrz uwagi 2 i 17)</p>
2.2		<p>Złącze można stosować w kotłach i zbiornikach ciśnieniowych klas II i III</p>
2.3		<p>Złącze niezalecane do stosowania – można je stosować tylko w zbiornikach ciśnieniowych klasy II nie narażonych na korozję</p> <p><math>s_1 \leq 16 \text{ mm}</math> <math>D \leq 600 \text{ mm}</math></p>
2.4		<p>Złącze można stosować tylko w zbiornikach ciśnieniowych klasy III</p> <p><math>s_1 \leq 16 \text{ mm}</math> <math>D \leq 600 \text{ mm}</math></p>

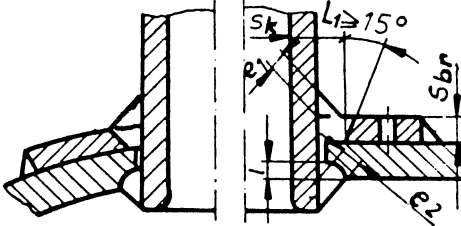
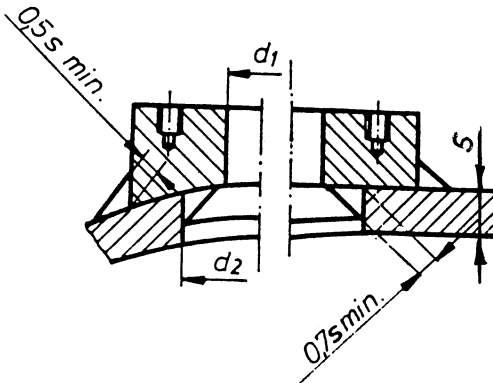
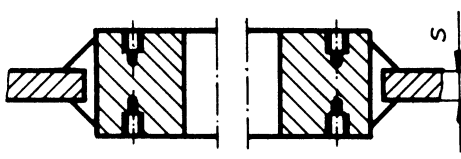
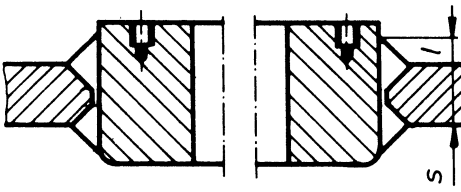
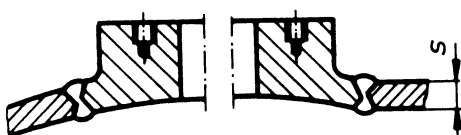
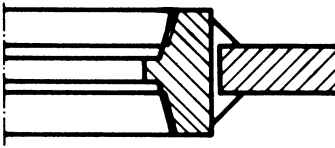
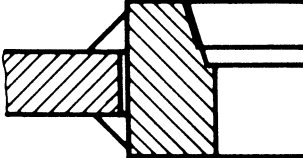


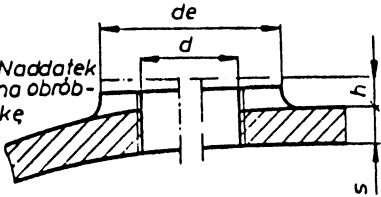
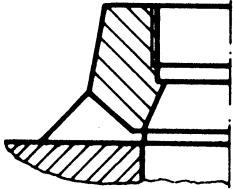
1	2	3
<b>3</b>	Ściany sitowe	
3.1		$K = 0,45$ $e = 0,7 s_1$ $s_1 \leq 16 \text{ mm}$ (patrz uwagi 3 i 4)
3.2		$K = 0,45$ $e = \frac{1}{3} s_1$ $e > 6 \text{ mm}$ $s_1 > 16 \text{ mm}$ (patrz uwagi 5 i 6)
3.3		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$ , lecz co najmniej 5 mm
3.4		$k = 0,45$ $e \geq 0,7 s_1$ ; przy $L > 13 \text{ mm}$ zaleca się stosować wariant 2, gdzie $L = \frac{1}{3} s_1$ oraz $L \geq 6 \text{ mm}$ (patrz uwaga 7)
3.5		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$ , lecz co najmniej 5 mm
<b>4</b>	Rury	
4.1		$e = s_k$ $e \geq 5 \text{ mm}$ $s_k \geq 2,5 \text{ mm}$ (patrz uwagi 8, 9 i 10)

1	2	3
4.2		<p><math>d = s_r; l_1 = s_r</math>  <math>1,5 s_r &lt; l &lt; 2 s_r</math>                      wariant 1: <math>s_r \geq 5 \text{ mm}</math>;  <math>l = s_r</math>                      wariant 2: <math>s_r &lt; 5 \text{ mm}</math>                      (patrz uwaga 12)</p>
4.3		<p><math>e = 0,7 s_k</math>  <math>s_k \geq 3 \text{ mm}</math>                      (patrz uwaga 12)</p>
5	Ściagi i ściagi rurowe	
5.1		<p><math>K = 0,42</math></p>
5.2		<p><math>K = 0,34</math></p>
5.3		<p><math>K = 0,38</math>                      Krótkie ściagi – patrz 9.1.3</p>
6	Króćce i złącza	
6.1	Nieprzelotowe króćce przyspawane	
6.1.1		<p><math>s_k \leq 16 \text{ mm}</math>  <math>L_1 = \frac{1}{3} s_k</math>                      lecz co najmniej 6 mm</p>

1	2	3
6.1.2		$L_1 = \frac{1}{3} s_k'$ lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 13)
6.1.3		$L_2 = 1,5 \div 2,5 \text{ mm}$ $L_1 \geq \frac{1}{3} s_k'$ lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 14)
6.1.4		$L_1 \geq \frac{1}{3} s_k'$ lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 15 i 16)
6.1.5		$L_1 = 10 \div 13 \text{ mm}$ (patrz uwaga 15)
<b>6.2 Przelotowe króćce przyspawane</b>		
6.2.1		Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości $s_k < \frac{1}{2} s$ $e = s_k$
6.2.2		Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości $s_k \cong \frac{1}{2} s$ $e = 6 \div 13 \text{ mm}$ $e + l = s_k$

1	2	3
6.2.3		<p>Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości</p> $s_k > \frac{1}{2}s$ $e \geq \frac{1}{10}s'$ <p>lecz co najmniej 6 mm</p>
6.3 Króćce odsadzone		
6.3.1		
6.3.2		(patrz uwaga 17)
6.4 Króćce z pierścieniowymi nakładkami wzmacniającymi		
6.4.1		$l \geq \frac{1}{3}s_k'$ <p>lecz co najmniej 6 mm</p>
6.4.2		$l \geq \frac{1}{3}s_k'$ <p>lecz co najmniej 6 mm</p> $L_1 \geq 10 \text{ mm}$
6.4.3		<p><math>e + l = s_k</math> lub <math>s_{br}</math> (przyjmuje się wartość mniejszą)</p> $L_1 \geq 10 \text{ mm}$

1	2	3
6.4.4		$e_2 + l \geq s_k$ $L_1 \geq 10 \text{ mm}$ $2s_k \leq (e_2 + l)$ plus mniejsza z wartości $(s_{br} + e_1)$ lub $L_1$
6.5 Nakładki i króćce z otworami na śruby		
6.5.1		$d_2 \leq d_1 + 2s_{\min}$ (patrz uwaga 18)
6.5.2		$s \leq 10 \text{ mm}$ (patrz uwagi 19 i 20)
6.5.3		$L \geq 6 \text{ mm}$ $s \leq 20 \text{ mm}$
6.5.4		$s \geq 20 \text{ mm}$
6.6 Króćce i nakładki do połączeń gwintowych		
6.6.1		
6.6.2		

1	2	3
6.6.3		$d \leq s$ $d_e = 2d$ $h \leq 10 \text{ mm}$ $h \leq 0,5s$ (patrz uwaga 21)
6.6.4		

### Uwagi do rysunków:

- .1 Złącze może być stosowane w kotłach o średnicy nieprzekraczającej 610 mm oraz w tych wszystkich zbiornikach ciśnieniowych, dla których  $R_m \leq 470 \text{ MPa}$  lub  $R_e \leq 370 \text{ MPa}$ .
- .2 Zmniejszenie grubości płaszczu lub części kołnierzowej dna może być wykonane po stronie zewnętrznej lub wewnętrznej.
- .3 Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie może być wykonane z obu stron płaszczu.
- .4 W płaszczach o grubości przekraczającej 16 mm krawędzie dla spoin pachwinowych powinny być zukosowane zgodnie z rys. lp. 3.2.
- .5 Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie jest możliwe tylko z zewnętrznej strony płaszczu.
- .6 W płaszczach o grubości nie większej niż 16 mm złącze może być wykonywane jednostronnie. Wysokość pierścienia nie powinna być mniejsza niż 40 mm.
- .7 Odstęp między wewnętrzną średnicą płaszczu a zewnętrzną średnicą ściany sitowej powinien być jak najmniejszy.
- .8 Koniec rury wystający poza spoinę należy sfrezować lub zeszlifować.
- .9 Odległość między rurami nie powinna wynosić mniej niż  $2,5 s_k$ , lecz nie mniej niż 8 mm.
- .10 Przy ręcznym spawaniu elektrycznym grubość,  $s_k$ , nie powinna być mniejsza niż 2,5 mm.
- .11 Zaleca się stosować w tych przypadkach, gdy niezbędne jest maksymalne zmniejszenie odkształceń ściany sitowej powstających w procesie spawania.
- .12 Spawanie rur należy wykonywać ręcznie łukiem elektrycznym.
- .13 Podkładka pierścieniowa powinna ściśle przylegać, a po spawaniu należy ją usunąć.
- .14 Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie może być wykonywane od wewnętrznej strony króćca.
- .15 Złącze stosowane w przypadkach, gdy wymiary króćców są znacząco małe w stosunku do wymiarów zbiornika.
- .16 Po spawaniu króciec należy obrobić na wymiar ostateczny.
- .17 Cylindryczne odcinki,  $l$ , powinny umożliwiać dokonanie w razie potrzeby badań rentgenograficznych złącza.
- .18 Odstęp między nakładką pierścieniową a płaszczem nie powinien być większy niż 3 mm.
- .19 Odstęp między średnicą otworu w płaszczu a zewnętrzną średnicą pierścienia powinien być jak najmniejszy, a w każdym przypadku nie większy niż 3 mm.
- .20 Górne i dolne otwory w kołnierzu dla śrub powinny być przesunięte względem siebie.
- .21 Łączna grubość płaszczu zbiornika i napawanego metalu powinna zapewniać wprowadzenie niezbędnej liczby zwojów gwintu.

## Załącznik 2

## CZĘŚCI ZAPASOWE

## 1 WYMAGANIA OGÓLNE

**1.1** Liczba, rodzaj i rozmieszczenie części zapasowych na statku pozostawione są do decyzji Armatora. Należy mieć przy tym na uwadze konstrukcję i wyposażenie maszynowni, zamierzone warunki eksploatacji, zalecenia producenta mechanizmów oraz konieczność spełnienia wymagań Administracji państwa bandery.

**1.2** Części zapasowe do maszyn i mechanizmów wraz z odpowiednimi narzędziami, materiałami i przyrządami powinny być należycie zamocowane, umieszczone w dostępnym miejscu i zabezpieczone przed korozją.

**1.3** W zestawie części zapasowych zaleca się przewidzieć jeden zestaw złączy elastycznych każdego typu i rozmiaru zastosowanych na statku.

**1.4** W odniesieniu do urządzeń chłodniczych zaleca się, w uzupełnieniu do pozycji wymienionych w tabeli 2.8, przewidzieć części zapasowe dobrane w oparciu o tabele 2.1 (jak dla silników pomocniczych), 2.5 i 2.7 oraz wymagania rozdziału 23 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.5** Wymienione w tabelach części zapasowe nie są warunkiem dla nadania (zachowania) klasy, ale mogą być traktowane jako wytyczne dla Armatora.

**1.6** Części zapasowe silników spalinowych powinny być wyprodukowane i podlegają nadzоровi zgodnie z wymaganiami *Publikacji 4/P – Nadzór nad produkcją silników spalinowych oraz ich komponentów*.

## 2 WYKAZ CZĘŚCI ZAPASOWYCH

Podane w tabelach liczby i rodzaje części zapasowych należy traktować jako ogólne wytyczne.

**Tabela 2.1**  
**Silniki spalinowe <sup>1)</sup>**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Silniki główne			Silniki pomocnicze		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II	Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Łożyska główne lub panewki łożysk każdego typu i wymiaru ze śrubami (sworzniakami), nakrętkami i zestawem przekładek	1 komplet do jednego łożyska	1 komplet do jednego łożyska	–	1 komplet do jednego łożyska	1 komplet do jednego łożyska	–
2	Łożysko oporowe wału śrubowego wbudowane w silnik – patrz tabela 2.4 lp. 1						
3	Tuleja cylindrowa wraz z zaworami, pierścieniami uszczelniającymi i podkładkami	1	1	–	Tylko pierścienie uszczelniające i podkładki 1 komplet	Tylko pierścienie uszczelniające i podkładki 1 komplet	–



Lp.	Nazwa części zapasowych	Silniki główne			Silniki pomocnicze		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II	Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
4	Głowica cylindra wraz z zaworami, pierścieniami uszczelniającymi i podkładkami; dla silników bez głowic – odpowiednie zawory	1	1	–	Tylko pierścienie uszczelniające i podkładki 1 komplet	Tylko pierścienie uszczelniające i podkładki 1 komplet	–
4.1	Śruby dwustronne z nakrętkami do mocowania głowicy cylindra	0,5 kompletu dla jednej głowicy	0,5 kompletu dla jednej głowicy	–	–	–	–
5	Zawory:						
5.1	Zawory wydechowe (korpusy, gniazda, sprężyny i inne części)	2 komplety do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	2 komplety do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–
5.2	Zawory ssące (korpusy, gniazda, sprężyny i inne części)	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–	–
5.3	Zawór rozruchowy (korpus, gniazdo, sprężyny i inne części)	1	1	–	1	–	–
5.4	Kompletny zawór bezpieczeństwa	1	1	–	1	–	–
5.5	Wtryskiwacze każdego typu i wymiaru wraz ze wszystkimi częściami	1 komplet do jednego silnika <sup>2)</sup>	0,25 kompletu do jednego silnika	1	0,5 kompletu do jednego silnika	1	–
6	Łożyska korbowodu:						
6.1	Dolne łożyska korbowodu lub panewki każdego typu i wymiaru wraz ze śrubami, nakrętkami i zestawem przekładek	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–
6.2	Górne łożyska korbowodu lub panewki każdego typu i wymiaru wraz ze śrubami, nakrętkami i przekładkami	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–
7	Tłoki:						
7.1	Silnika wodzikowego: tłok każdego typu i wymiaru wraz z trzonem, dławicą, częścią prowadzącą i pierścieniami, śrubami i nakrętkami	1	1	–	–	–	–
7.2	Silnika bezwodzikowego: tłok każdego typu i wymiaru wraz z częścią prowadzącą, pierścieniami, śrubami i nakrętkami	1	1	–	Tylko sworznie z jego tulejami do jednego cylindra	–	–

Lp.	Nazwa części zapasowych	Silniki główne			Silniki pomocnicze		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II	Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
8	Pierścienie tłokowe	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	-
9	Rury przegubowe lub teleskopowe do chłodzenia tłoków, z uszczelnieniami i innymi częściami składowymi	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	-	1 komplet do jednego cylindra	-	-
10	Smarownica (lubrykator) największego rozmiaru z urządzeniami do przeniesienia napędu	1	-	-	-	-	-
11	Pompy paliwowe:						
11.1	Kompletna pompa paliwowa lub, w przypadku gdy istnieje możliwość wymiany części w warunkach statkowych, pełny komplet części roboczych dla jednego człona pompy (nur-nik, tuleja, zawory, sprężyny itp.)	1	1	-	1	-	-
11.2	Rura doprowadzająca paliwo od pompy do wtryskiwacza wraz ze złączami każdego typu i wymiaru	1	-	-	1	-	-
12	Dmuchawy powietrza przepłukującego:						
12.1	Kompletne wirniki, wieniec kierownicy, łożyska, koła zębate lub równoznaczne części robocze do innych typów dmuchaw <sup>3)</sup>	1 komplet	-	-	-	-	-
12.2	Zawory ssące i tłoczące do jednej pompy każdego typu i wymiaru	1 komplet	-	-	-	-	-
13	Uszczelki i uszczelniacze						
13.1	Specjalne uszczelki i uszczelniacze każdego zainstalowanego rozmiaru i typu, do pokryw oraz tulei cylindrów,				1 komplet do jednego cylindra	-	-
14	System sterowania, alarmu i bezpieczeństwa						
14.1	Części ważne ze względu na bezpieczne działanie silnika				1 komplet	-	-

<sup>1)</sup> Dla silników jednego typu podane zalecenia dotyczące liczby części zapasowych mają zastosowanie niezależnie od liczby silników zainstalowanych na statku („silniki jednego typu” oznaczają takie silniki, których części zapasowe są nawzajem zamienne).

- <sup>2)</sup> Dla silników z jednym lub dwoma wtryskiwaczami w jednym cylindrze – pełna liczba kompletnych wtryskiwaczy. Dla silników mających trzy lub więcej wtryskiwaczy na jeden cylinder zalecane są po dwa kompletne wtryskiwacze na każdy cylinder, a dla pozostałej liczby wtryskiwaczy wszystkie części z wyjątkiem korpusów.
- <sup>3)</sup> Nie wymaga się dla silników spełniających wymagania punktu 2.4.1 z *Części VII – Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe*.

**Tabela 2.2**  
**Turbiny parowe (główne i pomocnicze) <sup>1)</sup>**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na statek		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Tuleje lub panewki łożysk nośnych, każdego typu i wymiaru	1 komplet do jednego łożyska	1 komplet do jednego łożyska	1 komplet do jednego łożyska
2	Segmenty łożysk oporowych każdego typu i wymiaru dla jednej strony <sup>2)</sup> lub pierścienie oporowe każdego typu i wymiaru z kompletem podkładek dla jednej turbiny	1 komplet	1 komplet	1 komplet
3	Nośne łożyska toczne każdego typu i wymiaru (w przypadku ich zastosowania)	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
4	Elementy uszczelnień ze sprężynami, każdego typu i wymiaru	1 komplet	1 komplet	1 komplet
5	Wkładki, siatki i inne wymiwalne części filtrów olejowych o specjalnej konstrukcji, każdego typu i wymiaru	1 komplet do jednego filtra	1 komplet do jednego filtra	1 komplet do jednego filtra
6	System sterowania, alarmu i bezpieczeństwa (części ważne ze względu na bezpieczne działanie turbiny)	1 komplet	1 komplet	1 komplet

<sup>1)</sup> Dla turbin jednego typu podane zalecenia odnośnie liczby części zapasowych mają zastosowanie niezależnie od liczby turbin zainstalowanych na statku (przez turbiny jednego typu należy rozumieć takie, których części zapasowe są nawzajem współzamiennie).

<sup>2)</sup> Jeżeli segmenty z obydwu stron łożyska oporowego są różne, to zaleca się komplety dla każdej strony.

**Tabela 2.3**  
**Przekładnie i sprzęgła <sup>1)</sup>**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na statek		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Tuleje lub panewki łożysk nośnych, każdego typu i wymiaru	1 komplet do jednego łożyska	1 komplet do jednego łożyska	-
2	Segmenty łożyska oporowego przekładni z kompletem podkładek lub pierścienie oporowe każdego typu i wymiaru z kompletem podkładek dla jednej strony łożyska <sup>2)</sup>	1 komplet	1 komplet	-
3	Zewnętrzna i wewnętrzna bieżnia z elementami tocznymi (w przypadku ich zastosowania)	1 komplet	1 komplet	-

<sup>1)</sup> Dla przekładni i sprzęgieł jednego typu podane zalecenia dotyczące liczby części zapasowych mają zastosowanie niezależnie od liczby przekładni i sprzęgieł zainstalowanych na statku (przez przekładnie i sprzęgła jednego typu należy rozumieć takie, których części zapasowe są wymienne).

<sup>2)</sup> Jeżeli segmenty z obydwu stron łożyska oporowego są różne, to zaleca się komplety dla każdej strony.

**Tabela 2.4**  
**Wały napędowe i pędniki**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na statek		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Łożyska oporowe linii wałów: <sup>1)</sup>			
1.1	Segmenty dla strony biegu naprzód w przypadku zastosowania łożysk segmentowych	1 komplet	1 komplet	-
1.2	Pierścienie oporowe dla strony biegu naprzód w przypadku zastosowania łożysk grzebieniowych	1 komplet	1 komplet	-
1.3	Łożysko rolkowe w przypadku zastosowania łożysk tocznych	1 komplet	1 komplet	-
2	Pędniki: <sup>2)</sup>			
2.1	Skrzydła pędników cykloidalnych z kompletem elementów mocujących	2 szt. do każdego pędnika	2 szt. do każdego pędnika	-
2.2	Łożyska skrzydeł, elementy urządzenia nastawczego i elementy uszczelnienia (pierścienie, uszczelki) dla śrub o skoku nastawnym i pędników cykloidalnych	1 komplet na każdy pędnik	-	-
2.3	Części zapasowe do mechanizmów i urządzeń śrub o skoku nastawnym, pędników cykloidalnych i układów obsługujących je, poza podanymi w 2.1 i 2.2, w zależności od konstrukcji pędnika	według uzgodnienia z PRS	-	-

<sup>1)</sup> Dla łożysk jednego typu podaną ilość zaleca się niezależnie od liczby łożysk zainstalowanych na statku.

<sup>2)</sup> Dla statków ze wzmocnieniami lodowymi **L1A, L1** – patrz *Publication 122/P Requirements for Baltic Ice Class Ships and Polar Class for Ships under PRS Supervision*.

**Tabela 2.5**  
**Pompy i sprężarki**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na statek <sup>1)</sup>		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Pompy tłokowe: <sup>2), 3)</sup>			
1.1	Zawór z siedzeniem i sprężynami, każdego typu i wymiaru	1 komplet	-	-
1.2	Pierścienie tłoka, każdego typu i wymiaru	1 komplet	1 komplet	-
2	Pompy rotodynamiczne: <sup>2), 3)</sup>			
2.1	Łożyska każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
2.2	Uszczelnienie wału, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
3	Pompy rotacyjne (ślimakowe, zębate, krzywkowe): <sup>2), 3)</sup>			
3.1	Łożyska każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
3.2	Uszczelnienie wału, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
4	Sprężarki:			

4.1	Kompletne zawory ssące i tłoczące, każdego typu i wymiaru do jednej sprężarki	0,5 kompletu	0,5 kompletu	-
4.2	Pierścienie tłokowe, każdego typu i wymiaru do jednego tłoka	1 komplet	1 komplet	-

- 1) Zalecenia dotyczące części zapasowych odnoszą się również do pomp i sprężarek napędzanych przez silniki główne i pomocnicze.
- 2) Dla mechanizmów jednego typu podane zalecenia odnośnie liczby części zapasowych mają zastosowanie niezależnie od liczby mechanizmów zainstalowanych na statku („mechanizmy jednego typu” oznaczają takie mechanizmy, których części zapasowe są współzamiennie).
- 3) Jeżeli w danym systemie przewidziana jest pompa rezerwowa o wystarczającej wydajności, to nie formułuje się zaleceń odnośnie części zapasowych.

**Tabela 2.6**  
**Urządzenia i mechanizmy pokładowe**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na statek <sup>1)</sup>		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Urządzenia sterowe:			
1.1	Toczne łożysko nośne trzonu sterowego	1 sztuka	1 sztuka	-
2	Sektorowe maszyny sterowe z napędem mechanicznym:			
2.1	Łożyska lub panewki wału ślimakowego, każdego typu i wymiaru	1 komplet	1 komplet	-
2.2	Sprężyny amortyzujące	1 komplet	1 komplet	-
3	Hydrauliczne maszyny sterowe:			
3.1	Uszczelnienia nurników/cylindrów	1 komplet	1 sztuka	-
3.2	Pierścienie uszczelniające do pomp, każdego typu i wymiaru	1 komplet	1 sztuka	-
3.3	Sprężyny zaworów, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
3.4	Zawory bezpieczeństwa i zwrotne, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	-	-
3.5	Łożyska toczne	1 komplet do jednej pompy	-	-
3.6	Specjalne połączenia rurociągów maszyny sterowej	1 komplet	-	-
4	Wciągarki kotwiczne:			
4.1	Kompletne taśmy hamulcowe	1 komplet	1 komplet	-

**Tabela 2.7**  
**Kotły parowe, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na statek <sup>1)</sup>		
		Statki nieograniczonego rejonu żeglugi	Statki ograniczonego rejonu żeglugi I	Statki ograniczonego rejonu żeglugi II
1	Kotły parowe, główne i pomocnicze:			
1.1	Sprężyny zaworów bezpieczeństwa, każdego typu i wymiaru	1 sztuka do każdego kotła	1 sztuk1 sztuka do każdego kotła	1 sztuka do każdego kotła
1.2	Szklą wodowskazowe płaskie	2 sztuki do każdego kotła	2 sztuki do każdego kotła	2 sztuki do każdego kotła
1.3	Płytki z miki lub szklą z płytkami z miki, każdego typu i wymiaru (dla kotłów o ciśnieniu pary powyżej 3 MPa)	2 komplety do każdego kotła	2 komplety do każdego kotła	2 komplety do każdego kotła
1.4	Kompletne palniki, każdego typu i wymiaru	1 sztuka do każdego kotła	1 sztuka do każdego kotła	1 sztuka do każdego kotła
1.5	Dysze z podkładkami do palników	1 komplet do każdego kotła	1 komplet do każdego kotła	1 komplet do każdego kotła
1.6	Zaśleпки do rur każdej średnicy	4% rur, lecz nie więcej niż 20 sztuk	4% rur, lecz nie więcej niż 20 sztuk	4% rur, lecz nie więcej niż 20 sztuk
1.7	Zaśleпки do rur przegrzewacza pary, od ogólnej liczby sekcji	dla 10% rur	dla 10% rur	dla 10% rur
1.8	Zaśleпки do zaślepiania płomieniówek, od ogólnej liczby płomieniówek	4% rur dla jednego kotła	4% rur dla jednego kotła	4% rur dla jednego kotła
1.9	Manometr kotłowy, każdego typu i wymiaru	1 sztuka do instalacji kotłowej	1 sztuka do instalacji kotłowej	1 sztuka do instalacji kotłowej
1.10	Specjalne podkładki metalowe do armatury przegrzewaczy pary i podgrzewaczy wody kotłowej	1 komplet do jednego kotła	1 komplet do jednego kotła	1 komplet do jednego kotła
1.11	Podkładki do włazów i otworów wyczystkowych, każdego typu i wymiaru	1 komplet do jednego kotła	1 komplet do jednego kotła	1 komplet do jednego kotła
1.12	Klamry dociskowe, śruby i podkładki do elementów przegrzewaczy pary kotłów płomieniówkowych	20% do jednego kotła	10% do jednego kotła	10% do jednego kotła
2	Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła:			
2.1	Zawory wlotowe i wylotowe (część robocza lub kompletny zawór) zbiornika sprężonego powietrza, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	-
2.2	Szklą poziomowskazów, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	1 sztuka
2.3	Specjalne podkładki i uszczelnienia do pokryw, włazów, otworów wyczystkowych i armatury, każdego typu i wymiaru	1 komplet do jednego wymiennika ciepła lub zbiornika ciśnieniowego	1 komplet do jednego wymiennika ciepła lub zbiornika ciśnieniowego	1 komplet do jednego wymiennika ciepła lub zbiornika ciśnieniowego
2.4	Manometry i termometry, każdego typu i wymiaru	1 sztuka	1 sztuka	-
2.5	Pierścienie uszczelniające rur <sup>1)</sup>	2%	2%	-
2.6	Tulejki dociskowe dławnic rur <sup>1)</sup>	2%	2%	-
2.7	Zaśleпки rur wymienników ciepła <sup>1)</sup>	5%	5%	-

<sup>1)</sup> Dla kotłów zainstalowanych na statkach ograniczonych rejonów żeglugi oraz dla kotłów pomocniczych i kotłów na gazy wylotowe, niezależnie od rejonu żeglugi, ilość tych części określona w tabeli może być zmniejszona.



**Tabela 2.8**  
**Urządzenia chłodnicze**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Liczba sztuk
1	Tłok sprężarki z korbowodem kompletny, każdego typu	1
2	Dławnica 1) wału korbowego sprężarki, każdego typu	1
3	Tuleja cylindra sprężarki, każdego typu i wymiaru	1
4	Wirnik wentylatora pomieszczeń chłodzonych i tuneli zamrażalniczych razem z wałem, każdego typu	1
5	Zawór regulacyjny czynnika chłodniczego, każdego typu i wymiaru	1
6	Różne kurki, zawory i inna armatura, każdego typu i wymiaru	1
7	Uszczelki każdego typu i wymiaru	1
8	Termometry, manometry i próżniomierze, każdego typu i wymiaru	1
9	Sprężyna zaworu bezpieczeństwa, każdego wymiaru	1
10	Przyrząd do wykrywania miejsc wyciekania freonu	1
11	Areometr (tylko w przypadku zastosowania chłodzenia solankowego)	1

<sup>1)</sup> Jeżeli konstrukcja dławnicy na to pozwala, to jako części zapasowe wystarczy przewidzieć tylko szybko zużywające się jej elementy.

### Wykaz zmian obowiązujących od 1 stycznia 2025

Pozycja	Tytuł/Temat	Źródło
<a href="#">1.1.4.3</a>	Aktualizacja wymagań	IMO MSC Circ. 1509 Rev.1
<a href="#">1.2</a>	Dodatkowe definicje	UR M78 Rev.2
<a href="#">2.10.2</a>	Aktualizacja wymagań dotyczących elektronicznych regulatorów	UR M3 Rev.7
<a href="#">2.12.1</a> , <a href="#">2.12.2</a> , <a href="#">2.12.8</a> , <a href="#">2.12.9.1.1</a>	Aktualizacja wymagań	UR M78 Rev.2
<a href="#">14.6</a>	Nowe wymagania dotyczące prób systemów sterowania śrub ze skokiem nastawnym przeznaczonych do napędu głównego	UR M83
<a href="#">Załącznik 2</a> <a href="#">Tabela 2.1</a> <a href="#">Załącznik 2</a> <a href="#">Tabela 2.2</a>	Aktualizacja wymagań	IACS Rec 27 Rev. 2 IACS Rec 29 Rev. 2